

Московский государственный технический университет  
им. Н. Э. Баумана

**СБОРНИК ЗАДАНИЙ  
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
«ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН»  
ЧАСТЬ I. «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ  
И МЕХАНИКА МАШИН».**

Издательство МГТУ  
1993

Московский государственный технический университет  
им. Н.Э.Баумана

СБОРНИК ЗАДАНИЙ  
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ПО ДИСЦИПЛИНЕ "ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН.  
ЧАСТЬ I. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МЕХАНИКА МАШИН"

Утверждено редсоветом МГТУ  
в качестве учебного пособия

Под редакцией С.А.Попова

Издательство МГТУ  
1993

ББК 34.41  
С23

Рецензенты: В.Д.Дудко, Р.В.Виравов

С23 Сборник заданий для курсового проектирования по дисциплине "Основы проектирования машин. Часть I. Теория механизмов и механика машин": Учебное пособие /С.А.Попов, В.Б.Тарабарин, Г.А.Тимофеев и др.; Под ред. С.А.Попова. - М.: Изд-во МГТУ, 1993. - 108 с., ил.

ISBN 5-7036-1100-7

Пособие является продолжением ранее выпущенных сборников I...9 с заданиями № 1...126. В нем представлены новые задания, апробированные кафедрами РК-2, РК-3. Для студентов 2-3-го курсов, выполняющих курсовые проекты.

Ил. 31. Табл. 17. Библиогр. 7 назв.

ББК 34.41

Редакция заказной литературы

Сергей Александрович Попов, Валентин Борисович Тарабарин,  
Геннадий Алексеевич Тимофеев, Ирина Николаевна Ермакова,  
Владимир Захарович Фадеев и др.

Сборник заданий для курсового проектирования по дисциплине "Основы проектирования машин. Часть I. Теория механизмов и механика машин"

Заведующая редакцией Н.Г.Ковалевская  
Редактор Г.А.Ишлова  
Корректор Л.И.Малюткина

ISBN 5-7036-1100-7

© МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1993.

Подписано в печать 29.09.93. Формат 60х84/16. Бумага тип. № 2.  
Печ.л. 6,75. Усл.печ.л. 6,28. Уч.-изд.л. 5,48. Тираж 500 экз.  
Изд. № 154. Заказ 6227 С-322

Издательство МГТУ, типография МГТУ.  
107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

## ВВЕДЕНИЕ

Данное пособие по дисциплине "Основы проектирования машин. Часть I. Теория механизмов и механика машин" содержит задания для студентов, выполняющих курсовые проекты по этой части. Ряд заданий рекомендован для выполнения проектов по 2-й части "Расчет и конструирование деталей и узлов машин" ("Детали машин"), а также по 3-й части "Транспортно-накопительные устройства". Эти задания были апробированы в опытном порядке в течение трех последних лет. Более широкое внедрение комплексных заданий затруднено из-за отсутствия методических пособий и указаний, справочных материалов.

В этих заданиях использован широкий диапазон нагрузок, вращающих моментов, скоростей и ускорений по сравнению с традиционными заданиями по конструированию деталей машин (в частности, требование выполнения чертежей в масштабе М1:1). Проекты по комплексному заданию под руководством Н.В.Палочкиной, С.А.Попова, С.С.Иванова, И.Н.Ермаковой, Е.А.Байкова, В.Б.Тарабарина, А.М.Архарова, И.К.Галулича и В.З.Фадеева выполнялись студентами с большим интересом и получали высокую оценку методических комиссий кафедр и факультетов.

Наиболее полно разработано задание № 127, предусматривающее варьирование в широком диапазоне задаваемых и вычисляемых параметров кинематических схем компрессоров для различных условий их применения. В нем приведены схемы планетарных редукторов, законы изменения ускорения ведомого звена кулачкового механизма, ряды передаточных отношений редукторов и чисел зубьев колес. Эти данные могут быть использованы при выполнении проектов по другим заданиям. В пособии принята система обозначений и единиц величин, основных понятий и определений, изложенная в работах [1, 2, 3].

С.А.Попов

# 127.1. Назначение, функциональная схема и принцип работы

Компрессорная машина – совокупность компрессора, привода и вспомогательного оборудования<sup>\*</sup>. Компрессор объемный – машина для повышения давления и перемешивания газа, в которой процесс сжатия происходит в результате периодического изменения геометрических размеров рабочего пространства, занимаемого газом. В поршневом компрессоре сжатие газа осуществляется за счет возвратно-поступательного перемещения поршня в цилиндре компрессора. Это перемещение поршня обеспечивается кривошипно-ползуновым, кулисным или кулачковым механизмами. Если требуемое давление газа нельзя получить в одном цилиндре, то применяют многоступенчатые машины, в которых газ последовательно проходит через несколько цилиндров и межступенчатых охладителей (холодильников).

На рис. 127.1 приведена схема трехступенчатой компрессорной машины. Диаметры  $D_1, D_2, D_3$  цилиндров при одинаковой длине  $H$  хода поршней связаны между собой зависимостями, вытекающими из уравнений состояния газа.

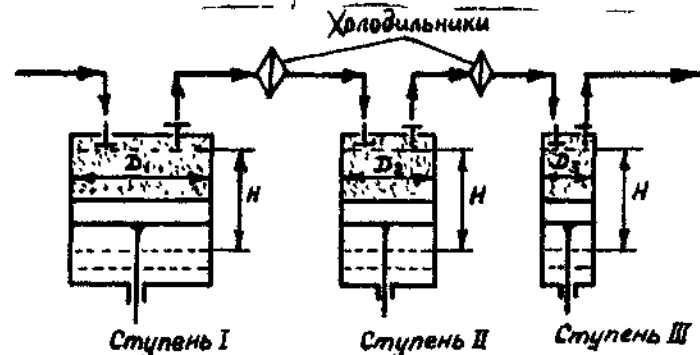


Рис. 127.1

<sup>\*</sup> Рахмалева З.З. Компрессорные установки: Справочн. изд. М.: Химия, 1989. 272 с.  
Платинин П.И. Передвижные компрессорные станции. М.: ЦИНТИХимнефтемаш, 1977. 103 с.

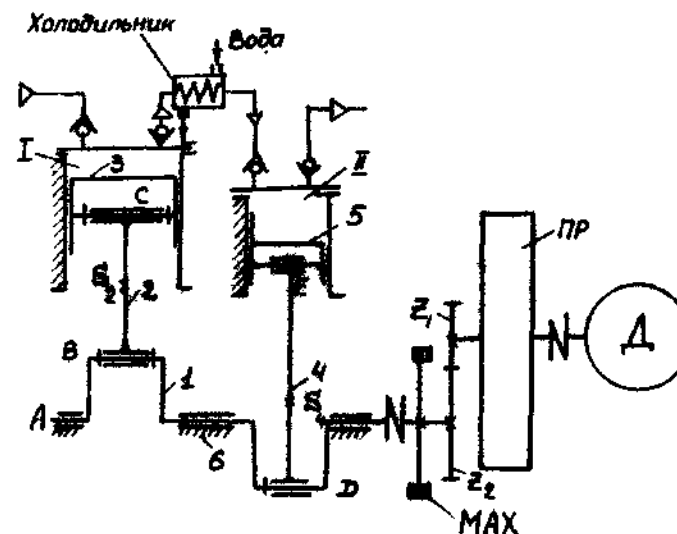
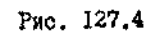


Рис. 127.2

На рис. 127.2 представлена функциональная схема вертикального двухступенчатого компрессора с двухрядным расположением цилиндров. Движение передается от асинхронного электродвигателя Д через планетарный зубчатый редуктор ПР и зубчатую цилиндрическую пару  $z_1 - z_2$  на коленчатый трехкопный вал I, на котором установлен маховик МАХ. Поршни 3 и 5 перемещаются с помощью шатунов 2 и 4. Сжатый газ из цилиндра ступени I поступает в холодильник и далее в цилиндр ступени II с помощью соответствующих самодействующих клапанов. Каждый цилиндр имеет одну рабочую полость, а поршни выполнены удлиненной формы (коэффициент  $l_p/D = 0,8...1,2$  – отношение длины поршня к его диаметру). Крейцкопфный механизм снабжен дополнительным ползуном, следовательно, поршень может работать двумя сторонами. Таким образом, компрессоры могут быть одностороннего и двустороннего действия (всасывания – сжатия).

Схемы типовых конструкций с разным расположением осей цилиндров приведены на рис. 127.3 и 127.4. Различают односторонние горизонтальные (рис. 127.3а), вертикальные (см. рис. 127.2), оппозитные горизонтальные (рис. 127.3б), угловые прямоугольные

6



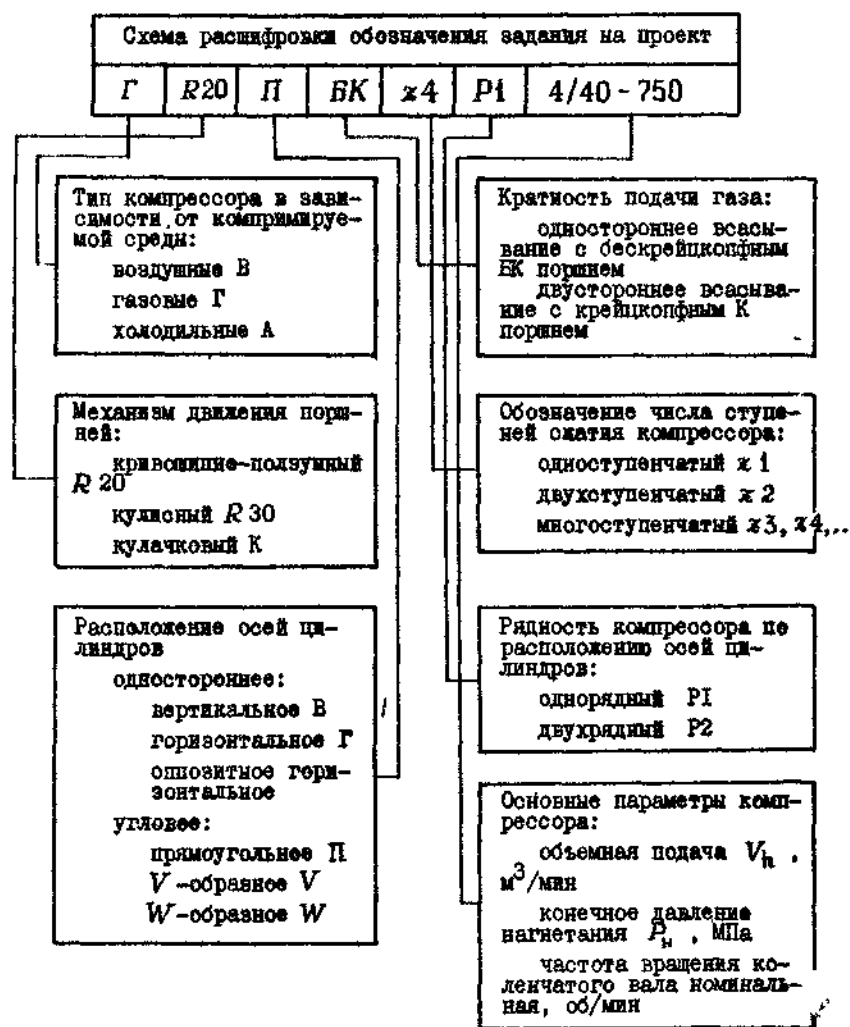


Рис. 127.5

Схема расшифровки обозначения вариантов, принятых в заданиях, с различными исходными данными, приведена на рис. 127.5. Кроме признаков механизмов, цилиндров и поршней указаны также их технологическое назначение (воздушные, газовые, холодильные) и основные параметры (производительность и конечное давление газа).

Сжатие газа в компрессорных машинах происходит по политропе, если не учитывается теплообмен с окружающей средой, или по изотерме — для машин с внутренним охлаждением в многоступенчатых поршневых компрессорах (рис. 127.6). На рисунке приведены графики политропы 1 и изотермы 2 с показателями степеней  $\chi = 1,3$ ,  $\chi = 1$  соответственно.

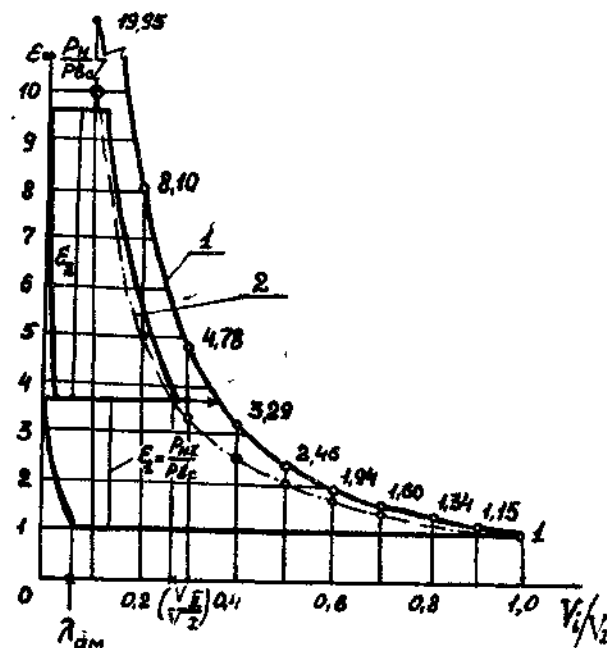


Рис. 127.6

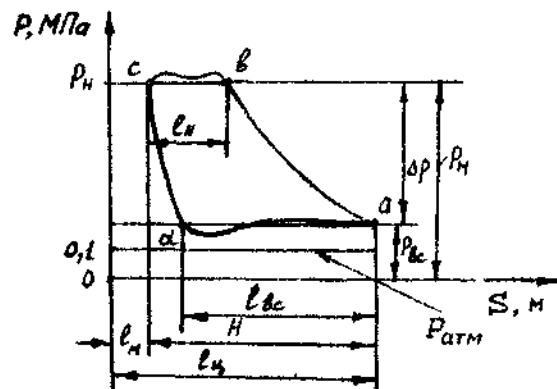


Рис. 127.7

При расчете полноты расширения газа применяют коэффициент, являющийся отношением относительного мертвого пространства (см. рис. 127.6) к объему, описанному поршнем за один его ход, т.е.  $\lambda_m = V_m / V_h = 0,06 \dots 0,12$ . Степень повышения давления газа  $\epsilon_i$  в одном цилиндре равна отношению давления нагнетания  $P_{ni}$  к давлению всасывания  $P_{вс i}$ :

$$\epsilon_i = P_{ni} / P_{вс i}$$

Чтобы не возникла опасность воспламенения и взрыва масла на крышках цилиндров и поверхностях клапанов, значение  $\epsilon$  не должно превышать установленную норму. Для воздушных компрессоров  $\epsilon \leq 2,8 \dots 3,5$ . Если степень повышения давления компрессора превышает эти нормы, то применяют несколько ступеней:

$$\epsilon_1 \cdot \epsilon_2 \cdot \epsilon_3 \cdot \dots \cdot \epsilon_z = \epsilon_k = P_H / P_{вс}$$

где  $z$  - число ступеней сжатия в компрессоре.

Обычно принимают  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \dots = \epsilon_z$ , тогда

$$\epsilon_i = \sqrt[z]{P_H / P_{вс}}$$

Число ступеней сжатия выбирают с учетом следующих рекомендаций:

Оптимальное  
конечное  
давление по  
критерию  
полезного  
действия,  
МПа .....

0,3 1,0 2,0 6,0 20 30 60

Интервал  
давлений,  
МПа .....

0,1-0,7 0,5-3,0 1,3-15 3,5-40 15-100 20-130 45-150

Число сту-  
пеней сжа-  
тия .....

1 2 3 4 5 6 7

Изменение параметров сжимаемого газа в каждой ступени представлено на индикаторной диаграмме в координатах давление - перемещение поршня в цилиндре (рис. 127.7 и 127.8) в зависимости от степени повышения давления газа  $\epsilon_i$ , давления всасывания и изменения объема газа в холодильнике (см. рис. 127.6).

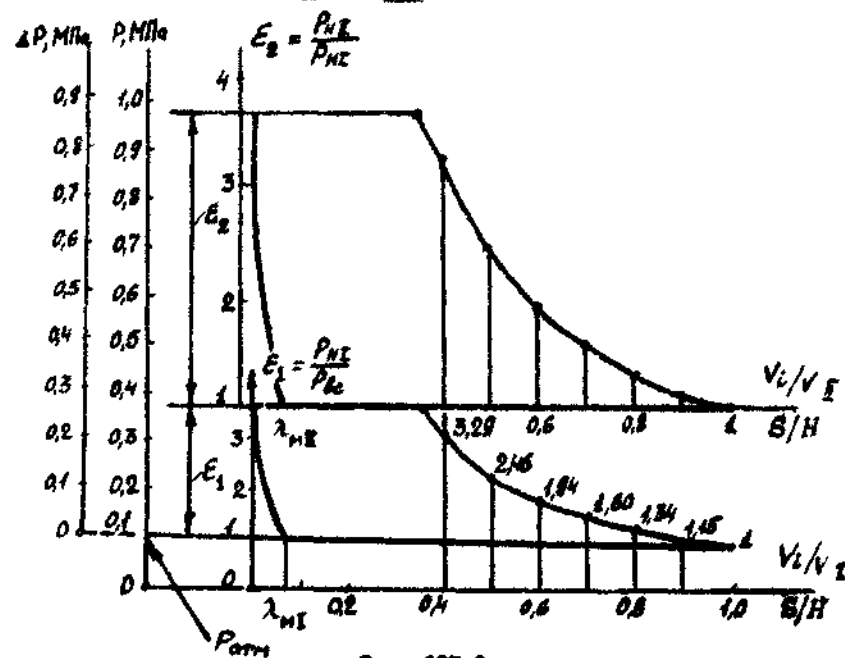


Рис. 127.8

## 127.2. Исходные данные

В табл. 127 заданы основные параметры поршневых компрессоров.

Таблица 127

Шифр задания	Объемная подача $V_n$ , м <sup>3</sup> /мин	Средняя скорость поршня $V_{ср}$ , м/с	Давление нагнетания, $P_n$ , МПа	Отношение хода поршня к его диаметру, $H_n/D_1$	Относительная длина шатуна $\lambda_2 = l_2/l_1$	Коэффициент неравномерности движения $\delta$	Число ступеней $z$
1	2	3	4	5	6	7	8
Воздушный прямоугольный (см. рис. 127.4а)							
ВП1	2,2	3,0	22,1	0,80	3,5	0,025	4
ВП2	5,0	4,6	7,1	0,65	3,8	0,028	4
ВП3	6,0	5,0	3,9	0,60	4,0	0,030	4
ВП4	10,0	5,5	0,9	0,50	3,9	0,022	2
ВП5	11,0	7,0	0,9	0,60	3,6	0,020	2
ВП6	12,0	8,0	0,9	0,70	3,7	0,024	2
ВП7	20,0	8,0	0,8	0,8	3,5	0,023	2

Газовый прямоугольный (см. рис. 127.4а)

ГП8	4,8	4,3	1,9	0,65	3,7	0,020	3
ГП9	6,0	4,6	3,1	0,75	3,9	0,025	3
ГП10	6,0	4,4	1,9	0,80	3,8	0,028	3
ГП11	12,0	7,0	0,45	0,68	4,0	0,030	2
ГП12	4,0	4,3	0,50	0,70	3,7	0,027	2
ГП13	4,6	4,5	22,1	0,72	3,6	0,030	4

Газовый оппозитный (см. рис. 127.3б)

ГМ18	8,0	4,6	40	0,75	3,7	0,020	4
ГМ19	9,6	5,5	16	0,80	3,9	0,030	4
ГМ20	12,0	3,5	3,1	0,70	3,8	0,025	4
ГМ21	15,0	6,0	6,5	0,78	3,6	0,027	4
ГМ22	24,0	4,9	2,5	0,80	3,5	0,028	2
ГМ23	12,0	4,5	0,9	0,85	4,0	0,030	2

**Электромеханический привод.** Между приводным электродвигателем и компрессором устанавливают зубчатый редуктор с одной или двумя парами цилиндрических зубчатых колес или планетарный редуктор, обеспечивающие работу компрессора с оптимальной частотой вращения коленчатого вала или с заданной средней скоростью поршня. Превышение скорости недопустимо по критериям прочности, износа трущихся деталей и потерь энергии в клапанах. Как правило, используют асинхронные электродвигатели с синхронной частотой вращения, равной 750...2000 об/мин, при этом средняя скорость поршня составляет 2,5...5 м/с (см. рис. 127.2). Структурную схему планетарного редуктора выбирают по таблице в соответствии с требуемым передаточным отношением (приложение 2, таблица).

**Система смазки.** Крупные компрессорные машины снабжены системами смазки механизмов привода (подшипников, зубчатых колес, соединительных зубчатых муфт) и деталей цилиндропоршневой группы. Предусмотрены два маслососа: рабочий (соединен муфтой с валом компрессора) и резервный (с отдельным приводом). В крейцкопфных компрессорах применяют механизмы привода, смазываемые индустриальными маслами, а для цилиндропоршневой группы используют компрессорные масла с необходимой дифференциацией по вязкости, температуре начала окисления и самовоспламенения и нагарообразующей способности.

Радиально-поршневые насосы (РПН) используют для смазки цилиндров. Для маслососов (дубликаторов) используют либо отдельный электромеханический привод, либо привод коренного вала или крейцкопфа (рис. 127.9).

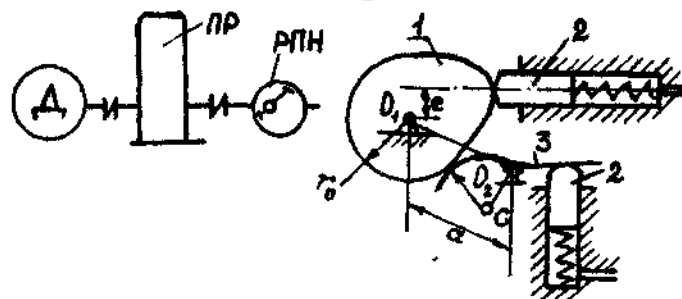


Рис. 127.9



Окончание табл. 127

I	2	3	4	5	6	7	8
Воздушный V-образный (см. рис. 127.46)							
BV14	2,5	3,5	1,3	0,80	3,5	0,025	2
BV15	3,0	3,8	0,9	0,70	3,8	0,028	2
BV16	5,0	4,0	0,9	0,75	4,0	0,030	2
BV17	0,6	2,5	0,9	0,85	3,9	0,020	2
BV25	8,0	4,6	6,0	0,75	3,6	0,026	4
BV26	9,6	5,5	3,1	0,80	3,5	0,027	4
BV27	12,0	3,5	6,5	0,70	4,0	0,025	4

127.3. Проектирование кинематической схемы  
кривошипно-ползунковых механизмов и определение  
динамических характеристик и сил в кинематических парах  
механизма компрессора

Диаметры цилиндров рассчитывают с учетом объемной подачи компрессора по условиям всасывания в данной ступени:  $V_{h_1}, V_{h_2}, \dots, V_{h_i}$ .

Ступень I низкого давления:

всасывание при атмосферном давлении  $P_{ac_1} = 0,1 \text{ МПа}$ ;

заданное значение  $V_h = V_{h_1} = 0,25 \pi D_1^2 H \cdot n_1$ .

Ступень I двустороннего действия (с диаметром штока  $d_{шт}$ ):

$$V_h = 0,25 \pi (2D_1^2 - d_{шт}^2) H \cdot n_1;$$

диаметр штока

$$d_{шт} = (0,10 \dots 0,15) D_1.$$

Ступени высокого давления  $i \geq 2$  (см. рис. 127.7 и 127.8):

$$V_{h_i} = V_{h(i-1)} - V_{охл(i-1)},$$

где  $V_{h(i-1)}$  - объем нагнетаемого газа из предшествующей и последующей ступени за единицу времени;  $V_{охл(i-1)}$  - уменьшение объема газа за счет охлаждения в холодильнике по изобару (см. рис. 127.6).

Например, при  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 3$   $V_{h_1} = 0,43 V_h$ ;  $V_{h_2} = 0,43(V_{h_1} - V_{охл1})$ .

Диаметр одностороннего поршня

$$D_1 = \sqrt{\frac{8 V_h}{60 \pi v_{ср}}} = 0,206 \sqrt{V_h / v_{ср}},$$

где  $[V_h] = \text{м}^3/\text{мин}$ ;  $[v_{ср}] = \text{м/с}$ ;  $[D_1] = \text{м}$ .

Ход поршня

$$H = D_1 (H_n / D),$$

где  $H_n / D = 0,4 \dots 0,8$  - коэффициент, зависящий от объемной подачи  $V_h$ .

диаметр поршня ступени  $i$

$$D_i = \sqrt{\frac{4 V_{h_i}}{\pi H}}, \quad i = 2, \dots, z.$$

Длины звеньев кривошипно-ползунковых механизмов

$$l_1 = 0,5 H; \quad l_2 = \lambda_2 l_1.$$

Частота вращения коренного вала компрессора

$$n_1 = 30 v_{ср} / H,$$

где  $[n_1] = \text{об/мин}$ .

Передаточное отношение привода компрессора

$$u_{д1} = n_{д.с} / n_1,$$

где  $n_{д.с}$  - синхронная частота привода двигателя, выбранного при проектировании из следующего ряда значений: 500; 750; 1000; 1500; 2000 об/мин.

Масса поршня зависит от его конструкции и материала. Поршни выполняют отцентрованными (трояковыми), дисковыми при наличии кривошипа и дифференциальными (ступенчатыми), литыми и сварными, из чугуна и алюминиевых сплавов. Плотность чугуна

$\rho_4 = 7,8 \text{ кг/дм}^3$ , плотность алюминиевого сплава  $\rho_A = 2,71 \text{ кг/дм}^3$ . Толщина стенок литого тронкового поршня  $h_c = 10 \dots 15 \text{ мм}$ , толщина днища составляет  $1,5 h_c$ . Длина поршня  $l_n = D (l_n/D) = D \cdot (0,8 \dots 1,2)$ .

Масса тронкового поршня

$$m_{n1} = [\pi D_1 l_{n1} h_c + 0,25 \pi D_1^2 (1,5 h_c)] \rho \cdot 10^3,$$

где  $[\rho] = \text{кг/дм}^3$ ;  $[D] = [l_{n1}] = [h_c] = \text{М}$ ,  $[m_{n1}] = \text{кг}$ . Для дискового поршня  $l_n/D = 0,2 \dots 0,3$ , толщина стальных стенок составляет  $5 \dots 10 \text{ мм}$ .

Диаметр штока

$$d_{шт} = (0,10 \dots 0,15) D.$$

Массы и моменты инерции шатунов определяют в процессе проектирования в зависимости от их длины  $l_{ш}$  и особенностей конструкции; ориентировочно

$$m_{ш} = (0,2 \dots 0,8) m_n, \quad J_{s_{ш}} = \frac{m_{ш} \cdot l_{ш}^2}{12}.$$

Для определения динамических характеристик движения компрессора выбирают динамическую модель машинного агрегата, рассчитывают приведенные параметры звена модели: суммарный приведенный момент активных сил  $M_{\Sigma}^{pr(i)}(\varphi_1)$ , суммарный приведенный момент инерции механизма  $J_{\Sigma}^{pr(i)}(\varphi_1)$ , работу активных сил

$A_{\Sigma}(\varphi_1)$  и ее изменение в цикле, а также момент инерции маховых масс  $J_I^{pr}$ , обеспечивающих движение компрессорной машины с заданным коэффициентом неравномерности движения  $\delta$ , и коленчатого вала.

При выполнении силового расчета определяют числовые значения сил во всех кинематических парах и их изменения за цикл (годографы сил в каждой паре) с использованием пакета прикладных программ САРКП МГТУ.

#### 127.4. Проектирование зубчатой передачи и редуктора главного привода или привода масляного насоса

Зубчатую передачу (редуктор) устанавливают для обеспечения заданной средней скорости поршня при выбранной частоте вращения приводного электродвигателя.

Передаточное отношение привода. Число зубьев шестерни  $Z_1$  выбирают (по согласованию с консультантом) из следующего ряда:

$$Z_1 = 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19.$$

Параметры исходного производящего контура (ГОСТ 13755-81):

$$\alpha = 20^\circ; \quad h_a^* = 1; \quad h_f^* = 1,25; \quad h_t^* = 2; \quad p_f^* = 0,38.$$

Предварительные значения межосевого расстояния в первой ступени привода:

$$\text{при } \beta = 0$$

$$\alpha_w = 9,54 (u_{12} + 1) \sqrt[3]{M_1 / u_{12}};$$

$$\text{при } \beta \neq 0$$

$$\alpha_w = 8,56 (u_{12} + 1) \sqrt[3]{M_1 / u_{12}}.$$

При разработке конструкции редуктора расчеты уточняют по условиям контактной и изгибной прочностей при заданных параметрах эксплуатации компрессорной машины. В приложении I приведены справочные данные, необходимые для расчетов.

#### 127.5. Проектирование кулачкового механизма привода масляного насоса для смазки цилиндров и механизмов привода

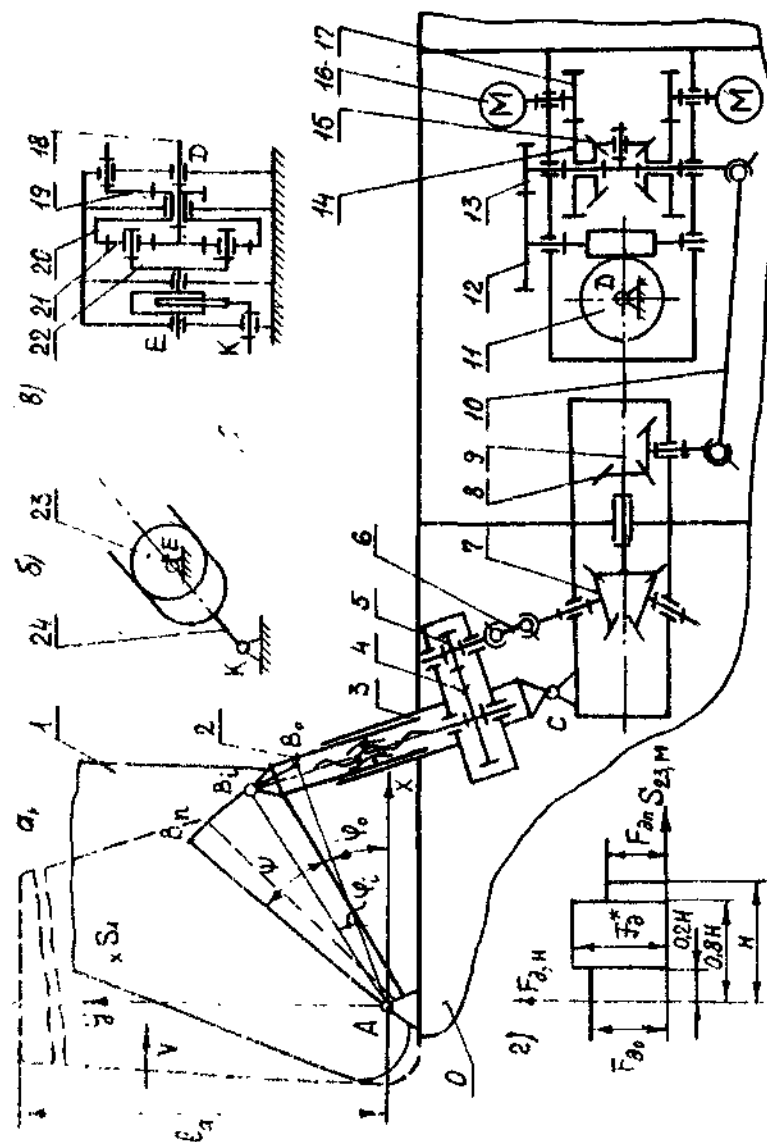
Общая компоновка механизмов приведена на рис. 127.9. Исходные данные выбирают по согласованию с консультантом (см. приложение 2).

Передаточное отношение и схема планетарного редуктора представлены в приложении I.

Задание на разработку конструкции компрессорной машины и в сборочных единицах привода при выполнении курсового проекта ОМ2 студент получает на кафедре РК-3.

Современные самолеты летают как с дозвуковыми, так и со сверхзвуковыми скоростями. Для уменьшения сопротивления движению самолета со сверхзвуковыми скоростями и для улучшения посадочных характеристик и увеличения подъемной силы с дозвуковыми требуется изменение геометрии крыла\*. Это осуществляют системой привода, схема которого приведена на рис. 128а. Привод включает в себя: гидродвигатели 16, редуктор гидрпривода 18...22 (рис. 128в), редуктор привода крыла 4...17, шариковинтовые преобразователи СВ1. Движение от гидродвигателей через цилиндрические зубчатые пары 17-14 передается на конический дифференциал 14-15-13. С вала дифференциала 13 суммарный поток мощности через карданную передачу 10 передается на конические 9-8 и 8-7 и карданную передачу 6, а также цилиндрическую пару 5-4. Колесо 4 жестко связано с винтом шариковинтовой передачи. Гайка шариковинтовой передачи закреплена на штоке 2. Перемещение штока в цилиндре 3 из положения  $B_0$  в положение  $B_n$  уменьшает отклоненность крыла на угол  $\varphi$  (см. рис. 128а). Угол  $\varphi$  регулируют поворотом сектора 19 привода обратной связи (см. рис. 128в). С вала 13 через зубчатую передачу 13-12 и червячный редуктор 12-11 движение передается на центральное зубчатое колесо 18 планетарного редуктора. Кулачок 23 (рис. 128б) установлен на водиле 22. Вилка толкателя кулачкового механизма 24 соединена с золотником, управляющим гидродвигателем. По достижении крылом заданного положения золотник отключает гидродвигатель и фиксирует крыло в этом положении.

\* Кастальский В.Н., Федоров А.В. Механизмы управления самолетом. М.: Машиностроение, 1987. 184 с.  
Савиро Д.Н. Авиационные электрические аппараты и механизмы. М.: Оборонгиз, 1962. 360 с.



PAC. 128

При анализе динамики системы нелинейную зависимость  $F_0 = f(S_{23})$  заменяют ступенчатой функцией, изображенной на рис. 128г; значения  $F_0^*$  и  $F_{0п}$  рассчитывают по условиям  $\omega_{1п} = 0$  и  $\epsilon_{1п} = 0$ .

Масса крыла  $m_1 = 1,75 \cdot l_y^3$ , где  $l_y$  — проекция крыла на ось  $y$  в положении с наименьшей стреловидностью ( $\psi = 0$ ), м. Момент инерции крыла относительно центра масс  $S_1$

$$J_{s1} = 0,1 \cdot m_1 \cdot l_y^2.$$

Сила  $F_c$  аэродинамического сопротивления приложена на расстоянии  $0,5 \cdot l_i$  от точки  $A$ , где  $l_i = l_y \cdot \cos(\psi - \varphi_i)$ . Здесь  $\varphi_i$  — угол поворота крыла. Ее определяют по формуле

$$F_c = c \cdot \rho \cdot S_n \cdot V^2,$$

где  $c$  — коэффициент сопротивления воздушного потока;  $\rho$  — плотность воздуха,  $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$ ;  $V = 350 - 250(S_{23}/H)$  — скорость самолета, м/с;  $\beta$  — показатель степени ( $\beta = 2,5$  при  $V \geq 300$  м/с;  $\beta = 2$  при  $V < 300$  м/с);  $S_n = 0,03 l_n^2 \cos(\psi - \varphi_i)$  — площадь продольного сечения крыла,  $\text{м}^2$ . Здесь  $S_{23}$  — перемещение звена 2 относительно звена 3, м;  $H$  — ход шариковинтовой передачи, м;  $H = l_{B_0 B_n}$ .

В качестве кулачка используют цилиндрический диск с осью, смещенной от оси вращения на эксцентриситет  $e$ . При синтезе кулисного механизма выполняют условия равенства выбранных или заданных значений углов давления в крайних положениях (в точках  $B_0$  и  $B_n$ ).

Момент трения в опорах рычажного механизма, приведенный к шарниру  $A$

$$M_{тр A}^{пр} = f_{пр} (0,1 m_1 g + 0,5 F_c \cdot l_i).$$

Модуль зацепления колес определяют по расчету передачи на прочность или принимают равным  $m = 1$  мм.

Исходные данные приведены в табл. 128.

Составить функциональную схему привода крыла. Спроектировать кинематическую схему кулисного механизма. Определить общие передаточные отношения в механизмах привода и разбить их по ступеням. Вычислить внешние нагрузки на кулисный механизм. Определить необходимые кинематические передаточные функции и параметры динамической системы. Проанализировать динамику силового канала привода, для этого необходимо определить зависимости  $\omega_1 = f(\varphi_1)$ ;  $t = f(\varphi_1)$ ;  $\omega_1 = f(t)$  и  $\epsilon_1 = f(\varphi_1)$ , где  $[\omega_1] = \text{рад/с}$ ;  $[t] = \text{с}$ ;  $[\epsilon_1] = \text{рад/с}^2$ .

Для заданного кулисного механизма построить цикловые графики угловых ускорений звеньев  $\epsilon_2 = \epsilon_3 = f(\varphi_1)$  и ускорения центра масс крыла  $a_{s1} = f(\varphi_1)$ . Используя уравнения кинематики и график  $M_c = f(\varphi_1)$ , построить графики изменения движущей силы и полярные графики (годографы) реакций в кинематической паре (КП) механизма.

Выборить или рассчитать модуль зацепления для одной из зубчатых передач механизма с учетом условий работы. Определить геометрические параметры зацепления на ЭИМ и выбрать оптимальный вариант. Методом обращенного движения (графически или аналитически) осуществить профилирование зуба шестерни передачи при заданной геометрии инструмента (или зуба инструмента при известной геометрии зуба шестерни). Изобразить схему зацепления с указанием основных параметров колес и зацепления и составить таблицу числовых значений параметров.

Спроектировать планетарный редуктор (подобрать числа зубьев). Построить графики линейных и угловых скоростей звеньев редуктора.

Для эксцентрикового кулачкового механизма найти зависимости  $\varphi_{24} = f(\varphi_{23})$ ,  $\omega_{24} = f(\varphi_{23})$  и  $\epsilon_{24} = f(\varphi_{23})$ .

Выборить радиус кулачка и обосновать этот выбор.

Отчет по курсовой работе оформить на четырех листах формата А1 с соблюдением требований ЕСКД. Расчетные формулы, таблицы и комментарии привести в пояснительной записке (объемом 30–40 листов формата А4). Записку оформить согласно требованиям ЕСКД.

Наименование параметра	Обозначение		Числовые значения величин для вариантов				
	величины	единицы	A	B	B	Г	Д
Угол изменения стреловидности	$\psi$	градус	60	50	55	60	50
Начальный угол	$\varphi_0$	градус	20	30	25	20	30
Длина кривошипа	$l_{AB}$	м	0,45	0,4	0,5	0,4	0,45
Координаты центра крыла	$X_{cm}$	м	0,2	0,1	0,2	0,15	0,1
Максимальный вылет крыла	$y_{cm}$	м	2	1,5	1,8	1,5	2
Коэффициент сопротивления воздушного потока	$i_y$	м	5	4	4,5	4	5
Плотность воздуха	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	0,2	0,3	0,25	0,3	0,2
Приведенный коэффициент трения в опорах	$f_{пр}$	-	0,414	0,736	0,526	0,736	0,414
Угловая координата для силового расчета*	$\varphi_i$	градус	0,15	0,12	0,15	0,12	0,15
Отношение чисел зубьев колес	$z_5/z_4$	-	30	20	25	20	20
Эксцентриситет диска кулачка	$e^{(20)}$	-	14/28	13/26	12/24	11/20	14/26
Передаточное отношение планетарного редуктора	$U_{18,22}$	м	0,01	0,008	0,01	0,009	0,008
Число сателлитов	$k$	-	5	4,5	4	5	4,5
Начальное и конечное значения угла давления в механизме по высоте крыла	$\delta_{12}$	градус	3	4	2	3	3

\* При выполнении задания без использования ЭМ.

### 128.3. Объем и содержание задания на проект ОПМ2

#### "Детали машин"

1. Разработать общий вид конструкции для заданной части привода.
  2. Разработать конструкцию редуктора гидропривода (или по согласованию с преподавателем - шариковинтовой передачи, редуктора привода крыла, редуктора сервопривода).
  3. Разработать конструкцию приводного вала с карданной передачей.
  4. Спроектировать зубчатые колеса, валы редуктора, крышки подшипникового узла, крестовины кардана (или другие детали по согласованию с преподавателем).
  5. Разработать конструкцию для размещения привода и крепления его к корпусу самолета (переходник, плита или рама).
- Силы, действующие на элементы привода и скорости их движения определены в проекте ОПМ1. При расчете деталей на прочность рекомендуется учитывать действие случайных факторов с помощью коэффициентов

$$M_{пуск} \leq 1,4 M_{ср}, \quad M_{max} \leq 2,0 M_{ср}$$

При расчете надежности конструкции принять:

продолжительность работы - 10 лет, 200 дней в году,

0,5 часа в сутки;

режим работы - повторно-кратковременный в диапазоне температур от +50 до -40 °С, при атмосферном давлении от 0,02 до 0,01 МПа и большой влажности;

тип производства - серийное.

С.А.Допов, Н.В.Палочкина, Л.А.Черная

### 129.1. Назначение, функциональная схема в принципе работы

Сбалансированный манипулятор – это грузоподъемная машина, используемая для подъема и перемещения изделий, заготовок и иных объектов, которая содержит систему уравнивания рабочего органа, компенсирующую изменение потенциальной энергии этого органа при его перемещении в пределах зоны обслуживания\*. Такие манипуляторы позволяют быстро перемещать груз из любой позиции в заданную по желаемой траектории с регулируемым изменением скорости перемещения.

Сбалансированные манипуляторы используют для перемещения грузов в литейных, механических, сборочных и других производствах на операциях загрузки и разгрузки технологического оборудования, перемещения тары с заготовками, деталями и изделиями между транспортными устройствами и накопителями, в складских помещениях. При массе грузов до 500 кг применяют привод электрический, при массе 500...2500 кг – гидравлический.

Конструкция манипулятора не допускает смещения груза по горизонтали и предотвращает свободное падение груза при аварийных ситуациях в системе управления и питания энергией. Это обеспечивается системой уравнивания, которая содержит пружины, корректирующие массы (км) и другие устройства.

Сбалансированный манипулятор устанавливают на колонне, консоли, кронштейне, передвижной каретке. Манипулятор имеет приводы вертикального и горизонтального перемещений головки, поворота вокруг вертикальной оси, ориентации и захвата объекта. Управление приводами осуществляет оператор с помощью рукоятки управления или блока управления и устройств задания программного движения с требуемыми траекториями и скоростями (рис. 129.1).

\* Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций / Под ред. М.П.Александрова и Д.Н.Решетова. М.: Машиностроение, 1987. Сбалансированные манипуляторы / И.Д.Владов, В.Н.Данилевский, П.Б.Ионов и др.; Под ред. П.Н.Белянина. М.: Машиностроение, 1988. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / С.А.Казак, В.Е.Луцко, Е.С.Кузнецов и др.; Под ред. С.А.Казака. М.: Высш. шк., 1989.

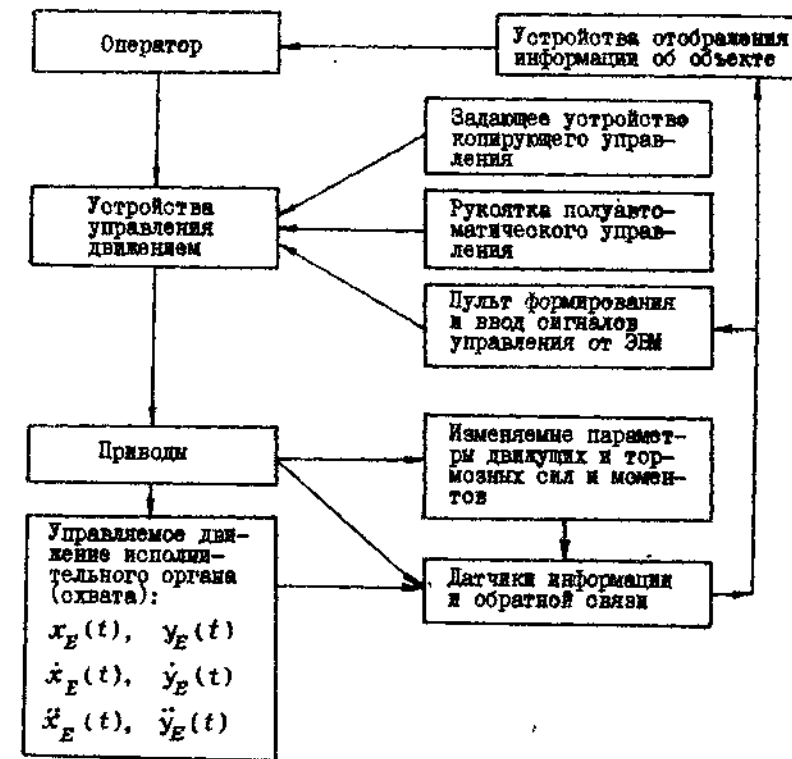


Рис. 129.1

Структурная схема манипуляционного механизма в виде пантографа с двумя степенями свободы приведена на рис. 129.2. Оси звеньев 1 и 3, так же как и оси звеньев 2 и 4, параллельны. При движении груза по вертикали рабочая точка остается неподвижной, а точка А изменяет положение с помощью привода вертикального перемещения рейки 5.

При движении груза в горизонтальной плоскости неподвижной является рабочая точка А, а точка В изменяет положение с помощью привода горизонтального перемещения рейки 6. При движении по требуемым траекториям могут работать оба привода одновременно.

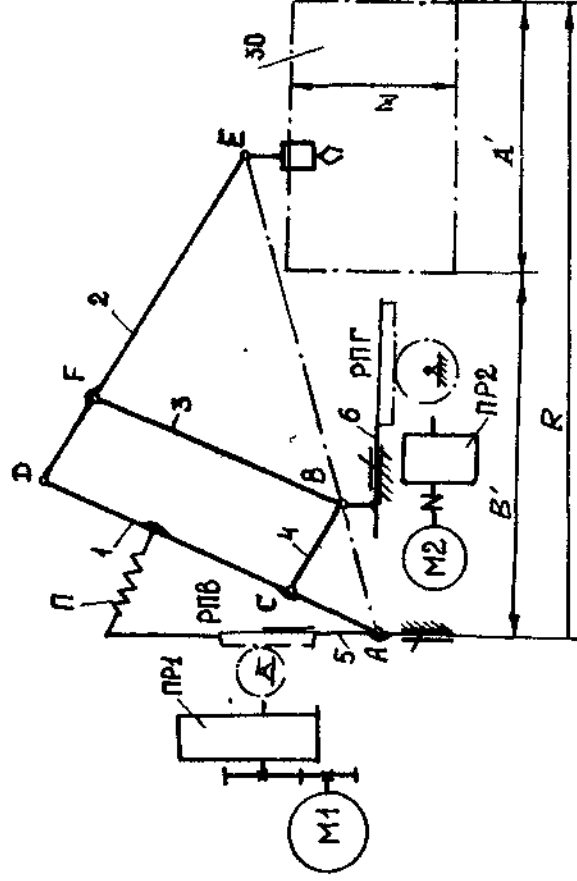


Рис. I29.2

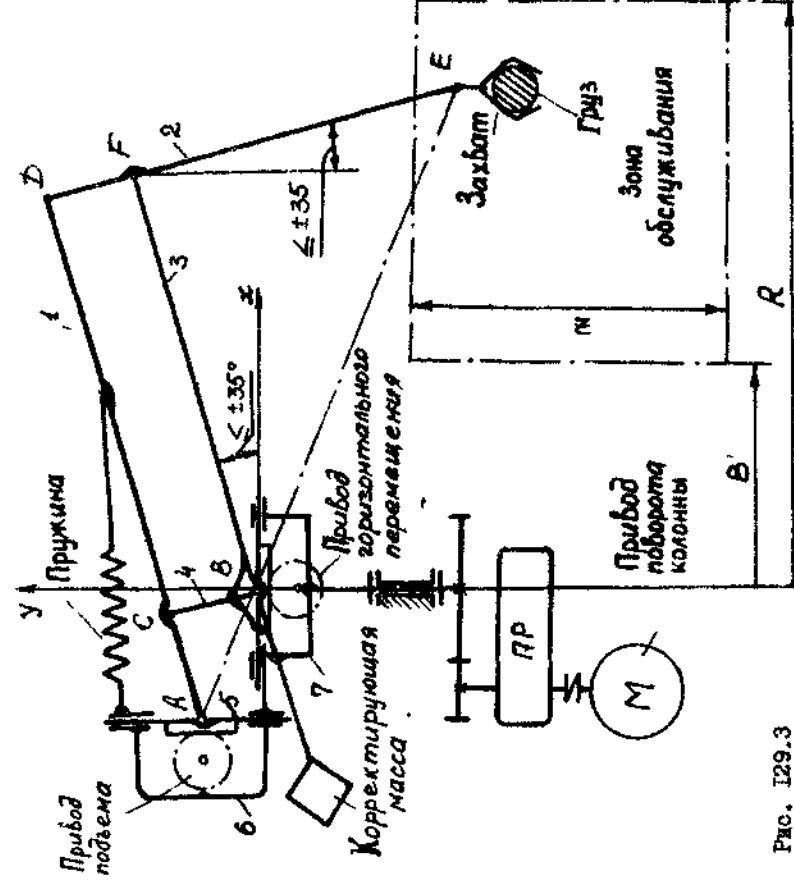


Рис. I29.3

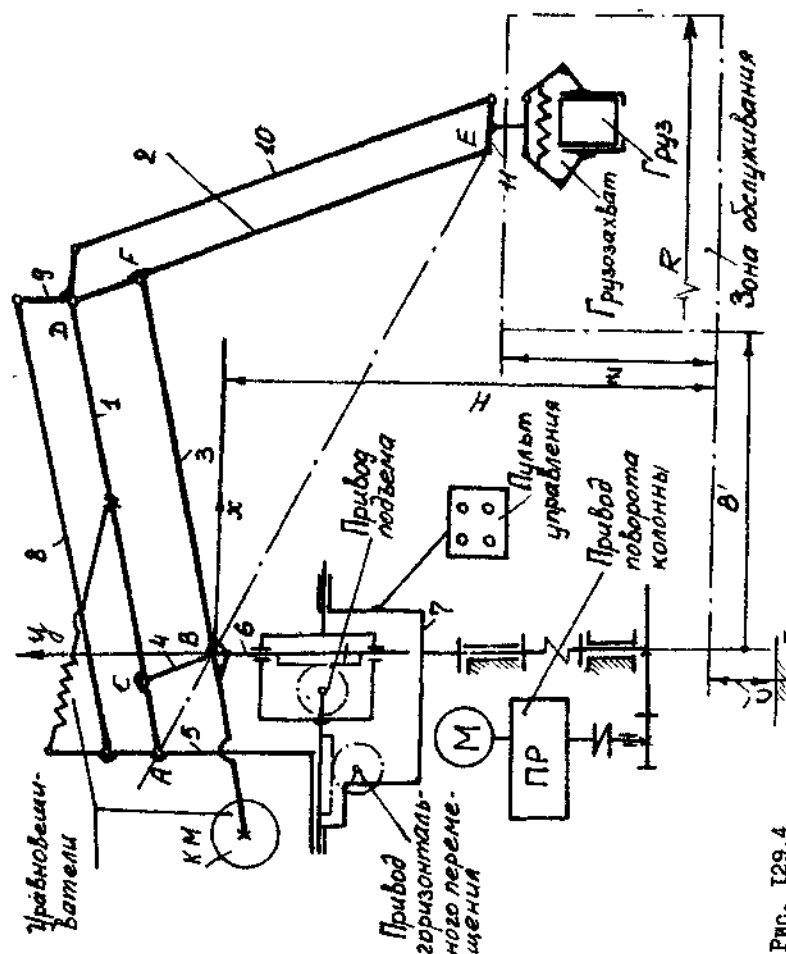


Рис. 129.4

Двигатели М1 и М2 являются асинхронными с тиристорными преобразователями напряжения, электрохимическим тормозом, блоком управления и устройством задания скорости.

Редукторы РР1, РР2 (зубчатые, планетарные, червячные, колновые) обеспечивают движение груза по управляемым координатным осям. Предельные значения скорости не превышают 0,6 м/с, ускорения  $5 \text{ м/с}^2$  (иногда  $2 \text{ м/с}^2$ ).

Реечные, шариковитовые, гидравлические, пневматические передачи и приводы РПВ, РПГ предназначены для возвратно-поступательного перемещения рабочих точек А и В пантографа по координатным осям.

Пружина П уравнивает рычажный манипуляционный механизм в заданном положении.

Зона обслуживания 30 задана размерами в радиальном и вертикальном направлениях.

На рис. 129.3 и 129.4 приведены схемы манипуляторов с тремя управляемыми координатами: линейное перемещение по осям  $x$  и  $y$  и поворот механизма вокруг вертикальной оси  $z$  с угловой скоростью до 1 рад/с.

## 129.2. Основные параметры и исходные данные

Номинальные значения параметров установлены стандартами по грузоподъемности (ГОСТ 2504-82), технические характеристики - ГОСТ 26055-84 и ГОСТ 26057-83, номенклатура основных параметров - ГОСТ 25378-82.

В качестве рычажного механизма чаще всего используют пантограф: первая точка пантографа совпадает с осью шарнира грузового блока, вторая фиксируется на стойке, а третья является подвижной. Схему пантографа выбирают с учетом условий эксплуатации, размеров рабочей зоны, высоты подъема, грузоподъемности, типа привода и способа управления манипулятором.

При проектировании необходимо в техническом задании указать следующие данные:

- 1) номинальную грузоподъемность, кг;
- 2) радиус зоны обслуживания (максимальный и минимальный) по горизонтали;
- 3) высоту зоны обслуживания (максимальную и минимальную);
- 4) угол поворота исполнительного органа вокруг вертикальной оси;



5) вариант установки (на колонне, подвесной, на тележке, на кронштейне);

6) предельные значения скорости и ускорения вертикального и горизонтального перемещений;

7) тип привода.

Закон движения точки  $E$  исполнительного звена определяется техническими задачами, для решения которых предназначен манипулятор, и возможностями различных типов двигателей и систем управления (рис. 129.5).

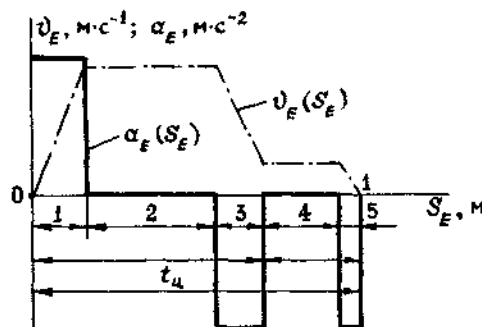


Рис. 129.5

При выполнении проекта в качестве базового принять закон изменения ускорений в зависимости от варианта задания (см. приложение 2, таблицу):

Вариант задания	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М
График ускорения (номер)	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	4	6
Коэффициенты												
$k_1$	0,5	0,4	0,4	0,3	-	-	-	0,2	-	-	0,3	0,3
$k_2$	-	-	0,6	0,5	-	-	-	0,4	-	-	0,5	-

Закон движения по заданной траектории между точками схвата ( $x_E, y_E$  в начальном и конечном положениях) определяют путем анализа динамической модели механизма. Контрольные расчеты вы-

полнить для движения подъема груза при средней длине радиуса зоны обслуживания. При динамическом исследовании надо учитывать допущения:

ориентировочное распределение общей массы манипулятора: грузозахват — 5...10 %; звенья пантографа 20...25 %; оголовки с приводами — 30...35 %; колонна, тележка — 30...35 %;

мощность приводов определяют по приведенным значениям задаваемых и инерционных сил в приводной кинематической паре В при заданном законе движения грузозахвата по траектории движения груза с учетом потерь на трение.

### 129.3. Указания к проектированию и исследованию механизмов

Зона обслуживания и размеры звеньев. Для заданных размеров звеньев рычажного механизма найти границы зоны обслуживания и ее габаритные размеры. Варианты установки манипулятора (на колонне, тележке, тумбе, монорельсе) согласовывать с консультантом.

При заданных размерах зоны обслуживания рассчитать линейные размеры звеньев. Желательно при синтезе решить задачу минимизации длин звеньев, от которых зависит металлоемкость конструкции. Кроме того, следует учитывать значения допустимых углов давления и реакций в кинематических парах. Исходные данные представлены в табл. 129.

Кинематические характеристики рычажного манипуляционного механизма. 1. Определить функции положения механизма при одном начальном звене (или при двух). Построить графики углов поворота звеньев 1 и 4:  $\varphi_1(y_A), \varphi_4(y_A)$  в функции перемещения (ордината  $y_A$ ) начального звена вертикального перемещения груза.

2. Найти передаточные функции скоростей точек приложения активных нагрузок к звеньям механизма (поднимаемый груз, центры масс звеньев:  $V_{qc} = V_c / V_A$ ;  $V_{qs_1} = V_{s_1} / V_A$ ;  $V_{qs_2} = V_{s_2} / V_A$ ;  $V_{qs_3} = V_{s_3} / V_A$ ;  $V_{qs_4} = V_{s_4} / V_A$ ). Построить соответствующие графики в функции обобщенной координаты  $y_A$ .

3. Выбрать закон (см. приложение 2) движения груза при максимальной скорости подъема  $V_{E y_{max}} = 0,6$  м/с и построить графики ускорения, скорости и перемещения исполнительного органа в функции перемещения начального звена.

Таблица 129

Вариант задания	Мощность привода, кВт	Грузоподъемность, кг	Масса манипулятора, кг	Размеры зоны обслуживания, мм				Скорость подъема $v$ , м/с
				Максимальный радиус $R$ , м	Минимальный радиус $r$ , м	Высота зоны $z$ , м	Ширина зоны $A$ , м	Общая высота манипулятора на колонне $H$ , м
A		150	150	1600	180	1150	1450	2370
B	2,0	100	160	2000	200	1500	1800	2710
B		85	170	2700	280	2000	2400	3360
Г		75	180	3100	350	2400	2800	3840
Д		270	240	1500	215	1100	1350	2540
Е	2,5	180	250	2000	215	1500	1795	2920
Ж		150	200	2500	270	1900	2280	3450
З		120	280	3000	360	2250	2650	3960
И		375	285	1600	225	1100	1400	2515
К	4,0	250	300	2200	230	1500	2000	2990
Л		215	315	2750	300	1900	2450	3480
М		185	350	3250	370	2250	2800	3910

Примечание. При определении длины звеньев манипуляционного механизма следует учитывать: коэффициент пантографа  $\lambda_d = 5 \dots 8$  ( $\lambda_d = l_{de} / l_{da}$ ); предельные углы отклонения стрелы 3 от горизонтали и руки 2 от вертикали при обслуживании наиболее удаленной точки равны  $\pm 35^\circ$ ; длина руки  $l_{df} = 1,1 \dots 1,3$  от наибольшего значения высоты  $Z$  или ширины  $A$  зоны обслуживания; угол поворота манипуляционного механизма вокруг вертикальной оси равен  $360^\circ$ , угловая скорость поворота — 1 рад/с; предельные значения ускорения груза при подъеме составят 5 м/с<sup>2</sup>, при горизонтальном перемещении и повороте — 2 м/с<sup>2</sup>.

4. Выбрать одномассную динамическую модель для рычажного механизма и рассчитать приведенные статические силы и приведенные массы звеньев. Звеном приведения является начальное (ползун 5).

5. Рассчитать параметры корректирующей массы (противовеса) или пружины для уравнивания манипулятора без груза и с грузом.

6. Определить работу приложенных сил при вертикальном перемещении груза, работу сил трения в парах механизма с помощью КПД, динамические нагрузки при переходных режимах с помощью коэффициента, учитывающего ускорение масс механизма. Выбрать асинхронный электродвигатель с тиристорным преобразованием напряжения или электродвигатель постоянного тока.

7. Исследовать движение звена одномассной динамической модели механизма в переходном режиме, сравнить заданный закон движения и реализованный двигателем (без учета системы контурного управления).

8. Выполнить силовой расчет механизма пантографа в переходном режиме работы при максимальном значении ускорения груза.

9. Рассчитать геометрические параметры одной пары зубчатых колес в редукторе привода вертикального подъема груза.

10. Спроектировать планетарный механизм привода вращения манипулятора вокруг вертикальной оси.

11. Спроектировать кулачковый механизм для командоаппарата, формирующий требуемые сигналы контурного управления скоростью подъема груза.

#### 129.4. Содержание задания на проект по курсу "Детали машин" ("Основы проектирования машин". Ч. 2)

Техническое задание на разработку конструкции сбалансированного манипулятора или сборочных единиц привода студент получает на кафедре РКЗ.

1. Разработать общий вид конструкции сбалансированного манипулятора (1 лист).

2. Разработать конструкцию механизма вертикального перемещения (1 лист).

3. Разработать конструкцию редуктора механизма вертикального перемещения (1 лист).

4. Разработать конструкцию опор колонны манипулятора (1 лист).
5. Спроектировать детали с выполнения рабочих чертежей (1 лист).

**129.5. Содержание задания на проект по курсу**  
**"Транспортно-накопительные устройства"**  
**("Основы проектирования машин". Ч. 3)**

1. Разработать общий вид конструкции сбалансированного манипулятора (1 лист).
2. Разработать конструкцию палтографа (1 лист).
3. Разработать конструкцию головки манипулятора (1 лист).
4. Разработать металлоконструкцию манипулятора (1 лист).
5. Разработать конструкцию схвата (1 лист).

**Задание ОЛМ-130. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ**  
**РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА С ОБЪЕМНОЙ ПОДАЧЕЙ ЖИДКОСТИ**

Д.М.Лукичев

**130.1. Назначение, функциональная схема и принцип работы**

Радикальный роторно-поршневой насос (рис. 130а, б), применяемый в системах управления, обладает возможностью регулирования на ходу его объемной подачи при постоянной частоте вращения\*.

Насос, приводимый в движение электродвигателем 1, планетарным редуктором 2 и зубчатой передачей  $z_4 - z_5$ , состоит из вращающегося вокруг оси  $A$  блока цилиндров 3, поршней 4 и неподвижной ободки 5 с внутренней цилиндрической поверхностью радиусом  $R$ , ограничивающей перемещение поршней в радиальном направлении. За один оборот каждый поршень совершает возвратно-поступательное движение относительно цилиндра; во время этого движения происходит всасывание жидкости из подводящей магистралки с давлением  $p_1$  и нагнетание ее в рабочую камеру с давлением  $p_2$ .

\* Бешта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. С. 320.

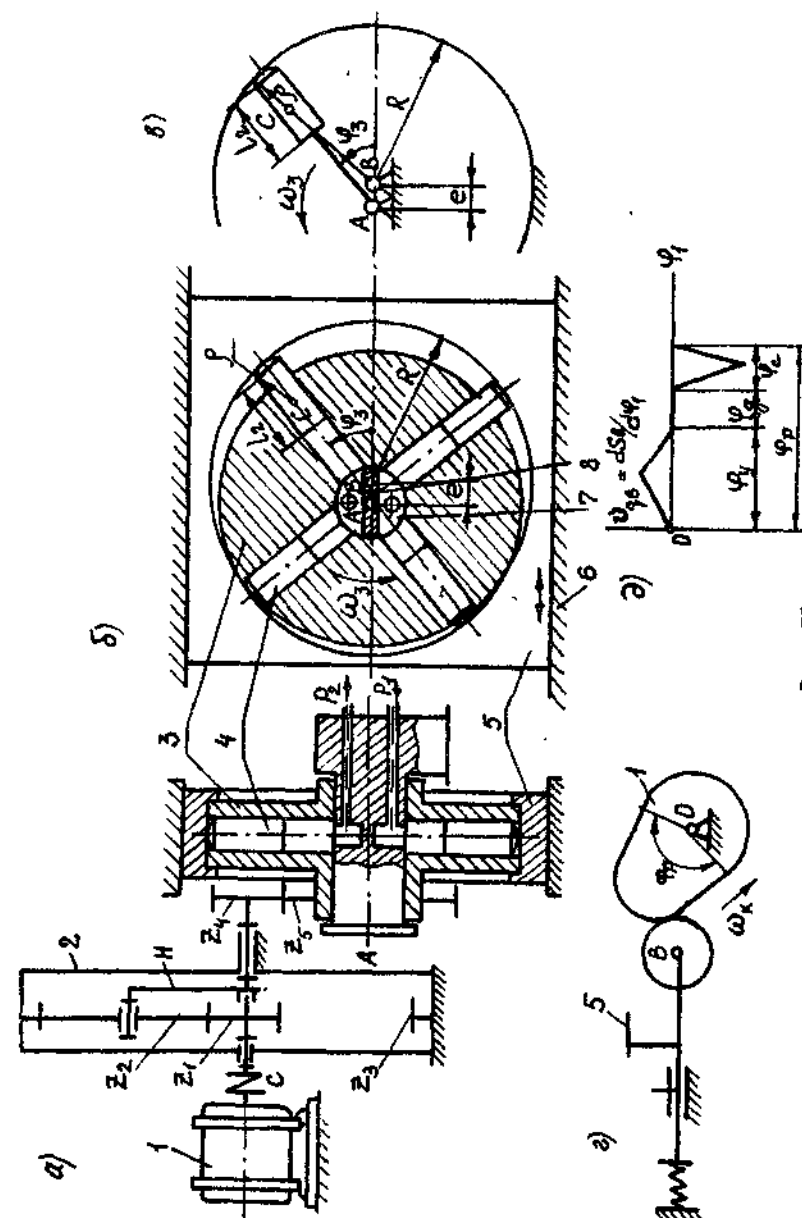


Рис. 130

Механизм насоса аналогичен четырехзвенному рычажному механизму  $ABC$  с вращающейся кулисой (рис. 130в) с той лишь разницей, что роль кривошипа  $BC$  выполняет направляющая обоймы радиусом

$$R = l_{BC} + \rho,$$

где  $\rho$  — радиус сферической головки (закругления) поршня. Объемная подача жидкости насосом зависит от эксцентриситета  $e = l_{AB}$ . В кинематически эквивалентном кривошипно-кулисном механизме (см. рис. 130в) эксцентриситет равен длине стойки или межосевому расстоянию  $l_{AB}$ . В регулируемых насосах значение и знак эксцентриситета могут изменяться за счет поступательного перемещения обоймы 5 в неподвижных направляющих 6; устройство для такого перемещения обоймы зависит от конкретных условий работы насоса в системе управления. Оно, например, может быть кулачковым механизмом (рис. 130г), в котором толкатель, жестко связанный с обоймой 5, перемещается по заданному закону (рис. 130д) при вращении кулачка 1 в определенном направлении. От знака эксцентриситета зависит изменение направления подачи жидкости насосом — камеры всасывания 7 и нагнетания 8 поменяются местами.

Ход поршня (его максимальное перемещение)  $H = 2e$ ; объемная подача жидкости в одном цилиндре за один оборот

$$q = \frac{\pi d^2}{4} H,$$

где  $d$  — диаметр цилиндра.

Объемная подача жидкости насосом

$$Q = q n z,$$

где  $n$  — частота вращения блока цилиндров, об/мин;  $z$  — число поршней ( $z = 3; 4$  или  $5$ ).

Средняя скорость перемещения поршня относительно цилиндра

$$v_{cp} = 2H/(60/n), \quad v_{cp} = 0,5 \dots 1 \text{ м/с.}$$

Длина поршня  $l_2 \geq 3d$ . При давлении  $p_2 \leq 10$  МПа  $d_{max} = 20$  мм; при  $10 \leq p_2 \leq 20$  МПа  $d_{max} = 16$  мм.

Радиус  $\rho$  сферической головки поршня выбирают по допустимому

значению контактного напряжения  $\sigma_k$ ; радиус направляющей обоймы  $R \geq e_{max}/0,09$ .

### 130.2. Содержание задания

1. Определить основные размеры механизма  $d, H, e, l_2, R$  по заданным параметрам  $Q, v_{cp}, n, z$  [3]. Подобрать асинхронный электродвигатель, вычислить передаточное отношение планетарного редуктора и зубчатой передачи  $z_4 - z_5$ . Найти закон движения блока цилиндров  $\omega_3 = \omega_3(\varphi_3)$  и коэффициент неравномерности его вращения  $\delta = (\omega_{3max} - \omega_{3min})/\omega_{3cp}$ . Определить жесткость с упругой муфты, соединяющей двигатель с редуктором, с тем, чтобы уменьшить амплитуду крутильных колебаний и силы в кинематических парах зубчатых зацеплений.

2. Рассчитать геометрические параметры зубчатой передачи  $z_4 - z_5$ ; спроектировать кинематическую схему однорядного планетарного редуктора, подобрать числа зубьев колес  $z_1, z_2, z_3$ .

3. Выполнить силовой расчет планетарного редуктора, зубчатой передачи и роторно-поршневого механизма, найти значения наибольших контактных напряжений на сфере головки поршня при выбранном радиусе  $\rho$ .

4. Спроектировать кинематическую схему кулачкового механизма для перемещения обоймы, определив его основные размеры, профиль кулачка и жесткость замыкающей пружины при наименьших габаритных размерах механизма и реверсивном режиме работы. При выборе радиуса ролика определить наибольшие значения контактных напряжений в кинематической паре кулачок — ролик.

Ход толкателя принять равным  $e$ . Угол рабочего профиля и максимально допустимый угол давления  $\beta_{доп}$  заданы в табл. 130. Числовые значения масс и моментов инерции ориентировочные, при конструировании их следует уточнить.

Наименование величины	Обозначение		Числовые значения величины для вариантов					
	величины	единицы	A	B	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	
Частота вращения электродвигателя	$n_d$	об/мин	2900	2800	2850	2900	2830	
Средняя скорость поршня	$v_{cp}$	м/с	0,7	0,6	0,55	0,5	0,5	
Эксцентриситет блока цилиндров	$e$	мм	10	10	9	8	8	
Число цилиндров	$z$	—	4	4	3	3	3	
Давление при всасывании	$p_1$	МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
Давление при нагнетании	$p_2$	МПа	12	13	14	15	16	
Объемная подача жидкости	$Q$	дм <sup>3</sup> /мин	15	14	10	10	9	
Числа зубьев колес	$z_4$ $z_5$	—	14 24	12 24	11 22	12 20	15 25	
Фазовые углы профиля кулачка:								
удаления	$\varphi_y$	градус	80	90	70	80	100	
дальнего востоя	$\varphi_d$	градус	20	30	20	10	30	
сближения	$\varphi_c$	градус	40	45	35	60	50	
Коэффициенты ускорения поршня (см. приложение 2)	—	—	№ 21	№ 20	№ 18	№ 17	№ 16	

Окончание табл. 130

I	2	3	4	5	6	7	8
Дополнительный угол давления	$\beta_{доп}$	градус	20	25	20	30	20
Угловая скорость кулачка	$\omega_k$	рад/с	6	5	7	10	5
Масса обшей с блоком цилиндров и толкателем	$m_0$	кг	10	9	8	10	9
Масса поршня	$m_A$	кг	0,1	0,1	0,1	0,12	0,10
Приведенный момент инерции плунетарного редуктора к валу H	$J_{2H}$	кг·м <sup>2</sup>	0,05	0,2	0,15	0,12	0,18
Момент инерции блока цилиндров (без поршней) относительно оси вращения	$J_0$	кг·м <sup>2</sup>	0,1	0,12	0,14	0,15	0,2

Задание 131. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ  
МЕХАНИЗМОВ НАСОСА С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ  
ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

В.А. Никоноров

Назначение, функциональная схема, принцип работы

Поршень 5 одноцилиндрового поршневого насоса одностороннего действия получает движение от электродвигателя через планетарный редуктор с колесами  $z_1, z_2, z_3, z_4$  и водилом  $H$ , цилиндрическую передачу  $z_8, z_9$  и рычажно-кулисный механизм со звеньями 1-5 (рис. 131а, б).

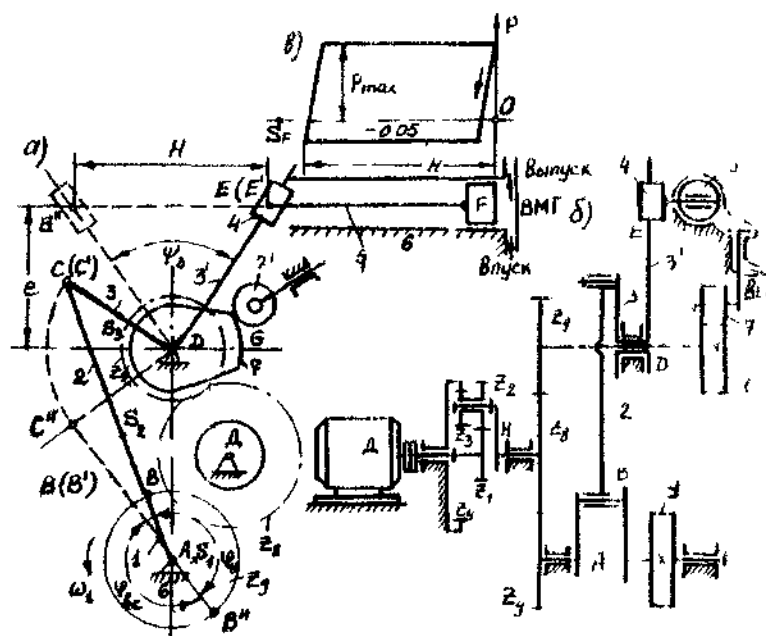


Рис. 131

Таблица 131

Наименование величины	Обозначение		Числовые значения величины для вариантов							
	величина	единица	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З
1	2	3	4	5	6	7	8			
Угловой ход кулисы 3	$\psi_3$	градус	44	52	60	64	76			
Смещение оси пальца	$e$	м	0,25	0,186	0,14	0,12	0,18			
Радиус коромысла CD	$l_3$	м	0,15	0,13	0,115	0,10	0,09			
Длина кулисной части DF коромысла	$l'_3$	м	0,35	0,26	0,23	0,20	0,15			
Угол перекрытия (между крайними положениями кривошипа)	$\theta$	градус	11	13	15	17	19			
Средняя скорость поршня 5 при рабочем ходе	$v_{p.c.p}$	м/мин	13,1	134,3	147,7	87,2	97,7			
Диаметр ползуна (поршня)	$d$	м	0,2	0,18	0,16	0,14	0,12			
Максимальное давление	$P_{max}$	МПа	0,5	0,66	0,49	0,72	0,53			
Коэффициент неравномерности движения механизма	$\delta$		1/30	1/40	1/50	1/35	1/45			
Линейная плотность материала звеньев	$q$	кг/м	30	32	39	34	35			
Передаточное отношение планетарного редуктора	$u_{п.р.}$	-	6,4	7	10	9	6,8			
Число сателлитов	$k$	-	3	5	3	5	4			

I	2	3	4	5	6	7	8
Число зубьев колес	$z_8$ $z_9$	-	22 11	15 12	25 16	28 15	27 15
Модуль колес $z_8, z_9$	$m$	мм	8	7	4,5	3,5	2,75
Угол наклона линии зуба	$\beta$	градус	20	25	10	0	0
Коэффициент ускорения поршня (см. приложение 2)	-	-	№ 8	№ 5	№ 11	№ 17	№ 20
Ход толкателя	$h$	м	0,020	0,018	0,016	0,014	0,012
Допустимый угол давления	$\varphi_{доп}$	градус	30	28	26	24	22
Угол расочета профиля кулачка	$\delta_p$	градус	300	280	260	240	330
Частота вращения электродвигателя	$n_d$	об/мин	1000	1000	750	1000	1500
Приведенный к валу волила $H$ момент внешнего короски скорости,	$\mathcal{M}_i^{пр}$	кг·м <sup>2</sup>	0,07	0,12	0,307	0,99	0,311
масса шатуна поршня $b$	$m_5$	кг	6,0	6,5	6,8	7,0	6,5
Глобал координата кривошипа для саловот, расчече	$\varphi$	градус	270	280	260	275	270

Жидкость всасывается в цилиндр через впускной клапан при достижении в цилиндре давления 0,05 МПа. Всасывающий клапан открывается с запаздыванием, когда угол поворота кривошипа от верхней мертвой точки (ВМТ) достигает 15°. В конце хода всасывания этот клапан закрывается и давление жидкости в цилиндре возрастает до  $p_{\max}$  (рис. I31в). При этом угол поворота кривошипа от ВМТ равен 15°. Толкатель 7' кулачкового механизма открывает выпускной клапан, и жидкость под давлением  $p_{\max}$  вытесняется из цилиндра. Кулачок 7 закреплен на распределительном валу  $D$ , который соединен зубчатой передачей  $z_8 - z_9$  с кривошипом. Для поддержания заданного коэффициента неравномерности на валу кривошипа закреплен маховик 9.

Исходные данные приведены в табл. I31. Угол  $CDF = 90^\circ$ ; массы  $m_3, m'_3, m_2$  (кг) можно определить по соотношению

$$m_i = q_i l_i \quad ; \quad \text{масса } m_5 = 0,3 (m_3 + m'_3); \quad m_1 = m_4 = 0;$$

центры масс расположены посередине; моменты инерции относительно осей, проходящих через центры масс,  $J_{zi} = m_i l_i^2 / 12$ .

Закон движения толкателя при удалении и сближении приведен в приложении 2.

Содержание задания на проект ОПМИ-I31 приведено в задании ОПМИ-I34.

#### Задание ОПМИ-I32. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА АНТЕННЫ

Ф.И.Фурсяк, Ю.В.Костиков

##### I32.1. Назначение, функциональная схема, принцип работы

Рефлектор 3 антенны совершает сложное движение - вращение вокруг вертикальной оси у поворотной платформы 7 и качение (качение) вокруг оси  $D$ . Угол качения  $\varphi_3$  равен 45°. Приход качания антенны состоит из электродвигателя Д1, планетарного редуктора 5, цилиндрической передачи  $z_4 - z_5$  и кривошипно-коромыслового четырехзвенника ABCD. Кривошип I закреплен на валу колеса  $z_5$  и при помощи шатуна 2 связан с коромыслом 3, которое жестко соединено с рефлектором под углом 75° к его оси.

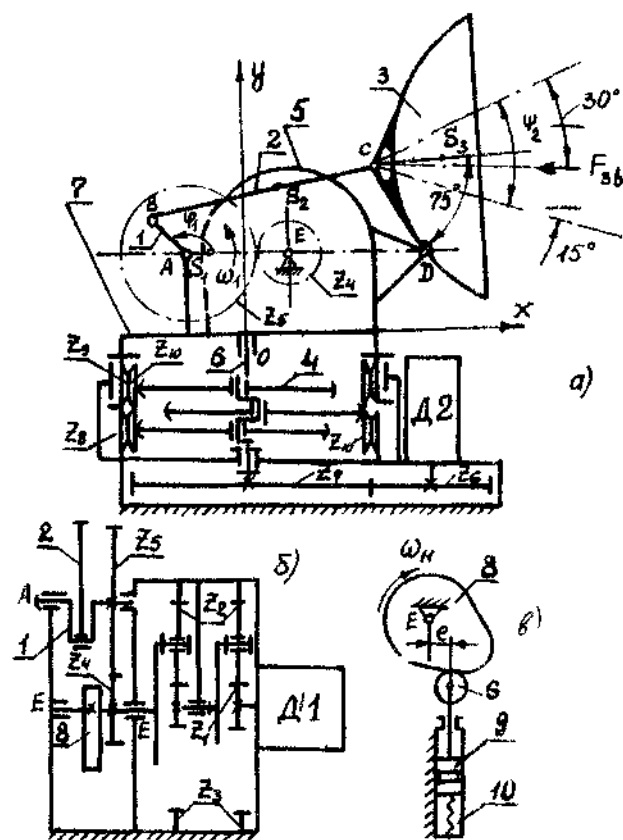


Рис. 132

Привод поворотной платформы состоит из электродвигателя Д2, цилиндрической передачи  $z_6 - z_7$  и волновой зубчатой передачи с жесткими колесами  $z_8 - z_9$  гибкого колеса  $z_{10}$  и трех дисковых волнообразователей на эксцентриковых шейках 10 (рис. 132б). На валу Е-Е зубчатого колеса  $z_4$  закреплен дисковый кулачок 8 поршневого насоса для обеспечения соединения шарниров механизма (рис. 132в). Поршень 9 насоса соединен с толкателем кулачкового механизма с силовым замыканием контакта пружиной 10.

Таблица 132

Наименование величины	Числовые значения величины для вариантов							
	Обозначение	Величина	единица	А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	
Расстояние между шарнирами $l_3$ и $l_2$ рефлектора (длина коромысла)	$l_3 = l_{cd}$	м	0,25	0,26	0,27	0,28	0,3	0,3
Коэффициент изменения средней скорости коромысла	$K_{\omega}$	-	1,12	1,13	1,12	1,13	1,12	1,12
Относительное положение центра масс $S_2$ катуны	$\lambda_{s_2} = \frac{l_{as_2}}{l_{bs}}$	-	0,35	0,32	0,32	0,35	0,36	0,36
Относительное положение центра масс $S_3$ рефлектора	$\lambda_{s_3} = \frac{l_{cs_3}}{l_{cd}}$	-	0,32	0,3	0,28	0,32	0,28	0,28
Диаметр рефлектора	$D$	м	0,75	0,8	0,85	0,9	1,0	1,0
Частота вращения кривошипа	$n_1$	об/с	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	$\delta$	-	1/45	1/40	1/44	1/40	1/42	1/42
Высота установки антенны	$H$	м	75,0	60,0	50,0	50,0	40,0	40,0



I	2	3	4	5	6	7	8
Момент трения в шарнирах A, C и D:	$M_{TA}$	Н·м	5,6	6,5	7,3	8,4	9,5
...	$M_{TC}$	Н·м	8,8	9,3	10,2	11,8	12,3
	$M_{TD}$	Н·м	10,6	11,7	12,8	13,7	14,2
Масса кривошипа	$m_1$	кг	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9
Масса шатуна	$m_2$	кг	1,2	1,25	1,3	1,35	1,5
Масса рефлектора	$m_3$	кг	32,0	35,0	38,0	40,0	45,0
Момент инерции шатуна относительно его центра масс	$J_{2S}$	кг·м <sup>2</sup>	0,112	0,115	0,117	0,12	0,128
Момент инерции рефлектора относительно его центра масс	$J_{3S}$	кг·м <sup>2</sup>	1,125	1,146	1,18	1,2	1,28
Приведенный к ваку кривошипа момент инерции колес зубчатой передачи и планетарного редуктора	$J_{3K}^{пр}$	кг·м <sup>2</sup>	1,15	1,18	1,195	1,25	1,36
Угловая координата кривошипа (для основного расчета механизма)	$\varphi_1$	градус	100	105	100	105	100
Число зубьев колес:	$z_4$		10	10	10	10	11
	$z_5$		22	17	21	23	19
Момент колес	$m$	мм	8	8	10	8	10
Передающее отношение планетарного редуктора	$u_p$	-	36	49	49	36	49

ОЖИДАНИЕ ТАБЛ. 132

I	2	3	4	5	6	7	8
Ход толкателя	$h$	м	0,03	0,032	0,035	0,03	0,035
Смещение оси толкателя	$e$	м	0,01	0,012	0,012	0,015	0,013
Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\beta_{\text{доп}}$	градус	20	22	25	20	25
График ускорения толкателя (см. приложение 2)	-	вариант	№ 5	№ 8	№ 12	№ 16	№ 20
Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_p$	градус	300	340	300	320	330
Передаточное число волновой зубчатой передачи	$u_6$	-	100	110	120	130	140
Частота вращения платформы 9	$n_9$	градус/с	1	1,5	1,5	2	2
Тип редуктора выходной ступени привода кругового обзора	-	-	Планетарный	Волновой	Волновой	Сосновый трехпоточный	Сосновый трехпоточный
Срок службы	-	ч	5000	5000	8000	8000	10000

### 132.2. Содержание задания

Исполнить динамический расчет механической системы качания с учетом заданного коэффициента  $\delta$  неравномерности вращения кривошипа.

Исходные данные для проектирования и исследования механизмов привода антенны показаны в табл. 132.

Ветровая нагрузка на рефлектор зависит от проекции точки зеркала на направление ветрового потока, изменяющейся при вращении платформы:

$$p^* = \alpha k p_0,$$

где  $p_0 = 500 \text{ Па}$  - давление ветрового потока;  $\alpha$  - коэффициент аэродинамического сопротивления:  $\alpha = 0,5$  для привода качания,  $\alpha = 0,8$  - для привода кругового обзора;  $k$  - коэффициент, учитывающий высоту  $H$  установки антенны:  $k = 1,5$  - при высоте до 50 м;  $k = 2$  - при высоте более 50 м.

Антенна должна работать при температуре окружающей среды до  $-60^\circ\text{C}$ . При низких температурах потери на трение в кинематических парах механизмов увеличиваются в 2-3 раза по сравнению с приведенными в табл. 132.

### Задание ОПМ1-133. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

И.Н.Ермакова, В.З.Фадеев

#### 133.1. Краткое описание работы механизмов станка

Поперечно-строгальный станок предназначен для обработки строганием плоских и фасонных поверхностей.

Общий вид поперечно-строгального станка дан на рис. 133.

Основным узлом станка является станина 6 с направляющими для ползуна 4, на котором закреплены суппорт 3 с резцом 2. На столе 1 закреплена заготовка, при обработке которой осуществляется поперечная подача вдоль направляющих 7.

Станина представляет собой чугунный литой корпус корончатой формы, расположенный на плите, которая крепится болтами к фундаменту. Внутренние ребра обеспечивают станину необходимой прочностью и жесткостью. Внутри станины находится редуктор

коробки скоростей и кулисный механизм, для монтажа и наблюдения за которыми в стенках станины предусмотрены люки с крышками. К задней стенке станины крепится кронштейн, на котором установлен электродвигатель.

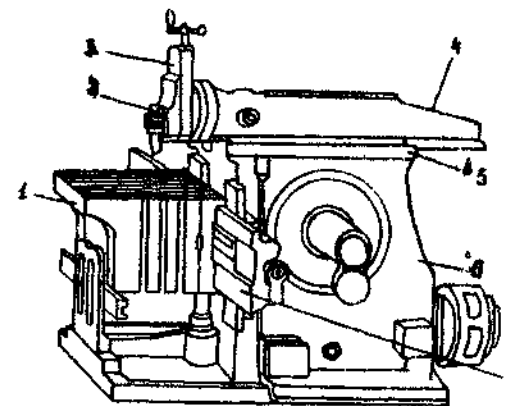


Рис. 133.1

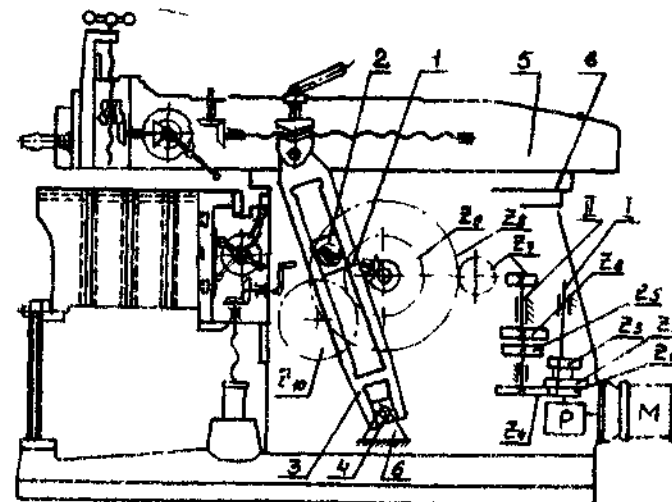


Рис. 133.2

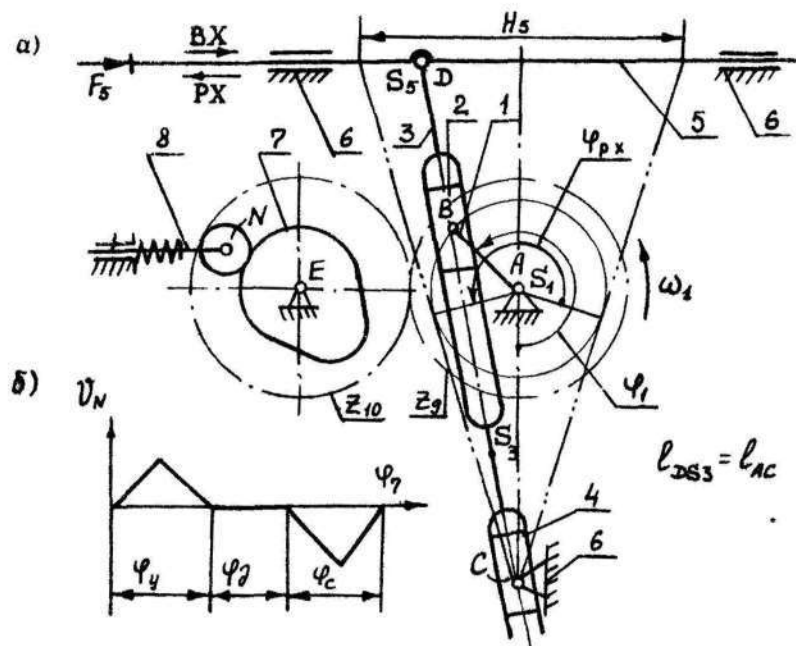


Рис. 133.3

Кинематическая схема станка представлена на рис. 133.2, 133.3. От вала электродвигателя М через планетарный или червячный редуктор Р вращение передается валу I трехскоростной коробки скоростей. На этом валу на скользящей шпонке установлен тройной блок шестерен:  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 30$ ,  $z_3 = 25$ . При перемещении блока вдоль оси вала I шестерни поочередно могут входить в зацепление с шестернями  $z_4 = 40$ ,  $z_5 = 30$  и  $z_6 = 35$ , закрепленными на валу II. Таким образом, вал II может иметь три различные скорости. От вала II через зубчатую передачу с колесами  $z_7$  и  $z_8$  получает вращение кривошип кулисного механизма.

Вращательное движение кривошипа I (см. 133.3а) преобразуется в возвратно-поступательное движение ползуна 5 с помощью шестизвенного кривошипно-кулисного механизма третьего порядка. Этот механизм состоит из кривошипа, жестко связанного

с колесами  $z_8$  и  $z_9$  (см. рис. 132.2), кулисного камня (кулисы) 4, шатуна 3, кулисного камня (шатуна) 2, ползуна 5 и стойки (станины) 6.

При рабочем ходе РХ ползуна 5 осуществляется строгание закрепленной на столе станка заготовки длиной  $l_z$ , при этом на ползун действует сила сопротивления  $F_s$ , состоящая из сил резания и трения. Во время перебогов и при вспомогательном (обратном) ходе ВХ на ползун действует только сила трения.

В конце холостого и начале рабочего ходов (во время перебогов) осуществляется поперечная подача стола с помощью винта, к которому крепится храповое колесо. Прерывистое движение колеса осуществляется толкателем 8 кулачкового механизма. Кулачок 7 установлен на валу зубчатого колеса  $z_{10}$  и перемещает толкатель (рис. 133.3б) по закону  $v_N(\varphi_7)$ . Подача стола происходит на фазе удаления толкателя  $\varphi_y$ . Фазовые углы  $\varphi_\phi$ ,  $\varphi_d$ ,  $\varphi_c$  определяют с помощью циклограммы системы механизмов станка.

### 133.2. Краткое описание принципа работы коробки скоростей

Вал I получает вращение от электродвигателя через фрикционную муфту с повышенной точностью срабатывания и планетарный (или червячный) редуктор. На валу I находится блок шестерен  $z_1 - z_2 - z_3$ , который имеет возможность перемещаться на валу за счет шлицевого соединения. Блок поочередно входит в зацепление с колесами  $z_4 - z_5 - z_6$  вала II. Механизм переключения выполнен в виде гидроцилиндра с управлением от золотника. Предусмотрены конечные выключатели для подтверждения переключения диапазонов. Смазка зубчатых колес осуществляется циркуляционно от трехпозиционного золотника с управлением от конечных выключателей. Для смазки подшипников используют консистентную смазку, замену которой проводят по графику техремонта. Ориентировочный срок службы составляет 10 лет. Выпуск продукции — единичный.

Содержание задания ОПМ1-133 представлено в работе [3]; а холные данные — в табл. 133.

Наименование параметра	Обозначение		Числовые значения величин для вариантов							
	величины	единицы	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З
I	2	3	4	5	6	7	8			
Ход ползуна Б	$H_s$	м	0,4	0,45	0,5	0,4	0,45			
Длина обрабатываемых заготовок	$l_s$	м	0,36	0,4	0,45	0,36	0,4			
Расстояние между осями А и С	$l_{AC}$	м	0,3	0,38	0,36	0,35	0,34			
Средние скорости резачего стола	$v_1$	м/с	0,14	0,16	0,17	0,2	0,22			
	$v_2$	м/с	0,2	0,22	0,24	0,28	0,32			
	$v_3$	м/с	0,28	0,32	0,34	0,40	0,44			
Соответствующие силы резания	$(F_s)_1$	кН	3	2,5	2,5	2	2			
	$(F_s)_2$	кН	4	3	3	2,5	2,5			
	$(F_s)_3$	кН	5	4	4	3	3			
Коэффициент изменения средней скорости ползуна	$k_v$	-	1,45	1,5	1,6	1,45	1,5			
	8	-	1/25	1/25	1/25	1/25	1/25			
Синхронная частота вращения электродвигателя	$n_{дс}$	об/мин	3000	3000	3000	3000	3000			

Уточнение табл. 133

	2	3	4	5	6	7	8
Сила трения между ползуном Б и его направляющими	$F_{ср}$	Н	200	250	200	250	200
Масса ползуна Б	$m_3$	кг	52	40	40	44	38
Масса ползуна В	$m_5$	кг	145	150	140	160	146
Угловая координата кривошипа (для заданного расчета механизма)	$\varphi_1$	градус	120	150	210	240	150
Дол толкателя кулачкового механизма	$h$	м	0,018	0,02	0,022	0,016	0,015
Допустимый угол давления	$\theta_{доп}$	градус	30	35	30	35	30
Число зубьев колес	$z_1$	-	25	20	30	25	20
	$z_2$	-	100	80	120	100	80
	$z_3$	-	12	12	14	15	16
	$z_{10}$	-	12	12	14	15	16
Коэффициент использования станка	$k_{суп}$	-	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
	$k_{гид}$	-	0,7	0,8	0,9	0,8	0,7
Относительное время работы на режимах	$t_1/t_2$		0,2	0,3	0,2	0,4	0,3
	$t_2/t_3$		0,5	0,3	0,3	0,3	0,4
	$t_3/t_4$		2,3	0,4	0,5	0,3	0,3
	$t_4/t_5$		20000	15000	25000	20000	25000
Срок службы		ч					

### ИЗЗ.З. Задание ОПМІ-ІЗЗ

1. Спроектировать трехскоростную коробку скоростей и редуктор по исходным данным привода главного движения поперечно-строгального станка.

2. Разработать: общий вид привода; коробку скоростей; червячный или планетарный редуктор; предохранительную муфту; рабочие чертежи деталей.

### Задание ОПМІ-ІЗ4. СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ШАРИКОВИНТОВЫХ ПАР НА РЕСУРО

Б.А.Байков, И.Н.Ермакова,  
Г.А.Тимофеев, В.З.Фадеев

#### ІЗ4.І. Схема и принцип работы

Стенд предназначен для испытаний шариковинтовых пар (ШВП) на ресурс. ШВП содержит винт 8, гайки с корпусом (рис. ІЗ4а). Схема стенда показана на рис. ІЗ4б и в, где две испытываемые шариковинтовые пары расположены соосно. Значение осевой силы  $F_{IH}$  задается нагружающим устройством 2. Винты ШВП при испытании совершают реверсируемое передаваемое от двигателя кривошипно-коромыслового механизма  $ABCD$  (звенья 3, 4, 5) вращательное движение. С коромыслом  $CD$  жестко связан зубчатый сектор  $z_1$ , движение которого передается шестерни  $z_6$  зубчатыми передачами  $z_1 - z_2$ ,  $z_3 - z_4$ ,  $z_5 - z_6$ . Втулка шестерни  $z_6$  имеет внутренние продольные пазы, по которым перемещаются подшипники 7, закрепленные на концах винтов (рис. ІЗ4а,б). При испытании четырех ШВП две втулки 6 располагают в вертикальной плоскости (рис. ІЗ4в). Вращение кривошипу 3 передается от асинхронного электродвигателя Д через планетарный редуктор ПР. (Схему редуктора выбрать по приложению І.)

Для обеспечения заданного коэффициента неравномерности вращения кривошипа 3 на его валу устанавливают маховик МАХ.

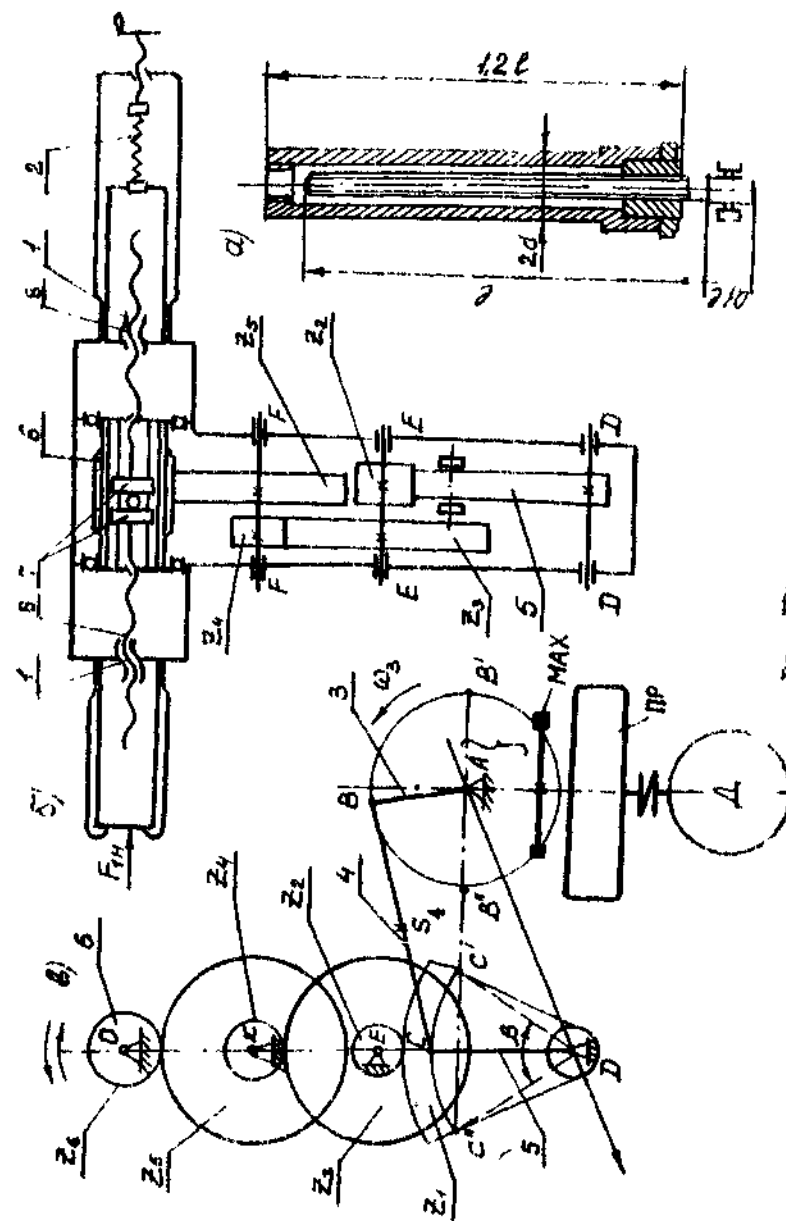


Рис. ІЗ4

Наименование величины	Обозначение		Числовые значения величины для вариантов							
	Значение	Символ	A	B	5	6	7	Г	Д	И
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Нагрузка на ИСН при испытании	$F_{1N}$	Н	3000	4000	5000	10000	15000			
Диаметр винта	$d$	мм	0,01	0,012	0,016	0,02	0,024			
Шаг винта	$P_0$	мм	$4 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$			
Рабочий ход винта	$l_0$		0,05	0,06	0,08	0,1	0,12			
Число монтируемых пар	-	-	4	4	4	2	2			
Средняя скорость продольного перемещения винта	$v_{cp}$	м/с	0,3	0,3	0,25	0,25	0,2			
Коэффициент изменения средней скорости коромысла 5	$k_{\omega}$	-	1	1	1	1	1			
Коэффициент неравномерности вращения коромысла	$\delta$	-	1/20	1/20	1/20	1/20	1/20			
Числовая частота вращения электроприводителя	$n_{дс}$	об/мин	3000	3000	1500	1500	1000			
Длина коромысла	$l_{cd}$	мм	0,075	0,075	0,09	0,09	0,12			
Угловой ход коромысла	$\theta$	градус	40	45	35	40	45			
Отношение длины катушки к длине коромысла	$\lambda = \frac{l_{bc}}{l_{ab}}$	-	5	5	5	4	4			
	$\lambda_4 = \frac{l_4}{l_2}$									

Продолжение табл. 134

1	2	3	4	5	6	7	8
Относительное положение центра масс на звенках 4 и 5	$\lambda_{24} = \lambda_{55}$	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Масса звеньев	$m_4$ $m_5$ $m_5$	кг кг кг	0,5 0,5 0,8	0,7 1,0 1,5	0,9 1,3 1,8	1,1 1,8 2,2	1,2 2,1 2,5
Момент инерции звеньев планетарного редуктора, приведенный к валу электроприводителя	$J_{ред}$	кг·м <sup>2</sup>	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Момент инерции втулки 6 с винтами	$J_{в7}$	кг·м <sup>2</sup>	$0,4 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-4}$	$15 \cdot 10^{-4}$
Момент инерции вала E-E	$J_E$	кг·м <sup>2</sup>	$1,2 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$10 \cdot 10^{-4}$	$20 \cdot 10^{-4}$
Момент инерции вала F-F	$J_F$	кг·м <sup>2</sup>	$1 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$8 \cdot 10^{-4}$	$15 \cdot 10^{-4}$
Момент инерции сектора 5	$J_{5S}$	кг·м <sup>2</sup>	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$12 \cdot 10^{-4}$	$20 \cdot 10^{-4}$
Момент инерции катушки относительно центра масс	$J_{4S}$	кг·м <sup>2</sup>	$1,2 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$10 \cdot 10^{-4}$
Момент инерции коромысла	$J_{5A}$	кг·м <sup>2</sup>	$50 \cdot 10^{-4}$	$60 \cdot 10^{-4}$	$80 \cdot 10^{-4}$	$100 \cdot 10^{-4}$	$150 \cdot 10^{-4}$
Число зубьев на втулке	$z_6$	-	34	30	34	30	34

1	2	3	4	5	6	7	8
число зубьев шестерни вала 2-5	$z_2$	-	20	17	20	17	20
модуль зубчатых колес	$m$	мм	2	2	2	2	2
число зубьев колеса	$z_3$	-	30	78	30	78	80
число зубьев шестерни	$z_4$	-	30	32	30	32	30
число зубьев колеса	$z_5$	-	154	160	154	160	154
число зубьев сектора	$z_1$	-	224	230	224	230	224
длина кулачкового механизма (см. приложение 2, рис. 13)	-	-	-	-	-	-	-
закон движения толкателя	-	гармонич	Рис. 13а	Рис. 13б	Рис. 13б	Рис. 13б	Рис. 13а
углы	$\varphi_1$ $\varphi_2$	градус	100 80	100 80	120 100	120 110	90 70

Момент трения в П П

$$M = 0,5 F_{1H} d \operatorname{tg}(\varphi' + \psi),$$

где  $\varphi' = \operatorname{arctg} f$ ;  $\psi = \operatorname{arctg} \frac{p_e}{\pi d}$  - угол подъема резьбы.

Здесь  $p_e$ ,  $d$  - шаг и диаметр винта;  $f$  - коэффициент трения.  
Длина винта  $l = 10d$ .

#### 134.2. Исходные данные и требования к конструкции станда

Исходные данные параметров приведены в табл. 134.

При компоновке станда обеспечить минимальные габаритные размеры, удобство обслуживания, а также доступность и удобство монтажа и демонтажа испытуемых ШВП. Предусмотреть возможность автоматического отключения двигателя при отказе даже одной ШВП.

В системе измерения числа циклов нагружения установлен кулачковый механизм, с помощью которого выбрать в соответствии с приложением 2. Выпуск изделий - единичный.

#### 134.3. Содержание задания на проект ОПМГ

1. Спроектировать основной рычажный механизм и определить закон движения его начального звена:

а) рассчитать длины звеньев 3, 4 и 5 механизма по заданным условиям;

б) проанализировать характер изменения внешних сил, действующих на звенья механизма, выбрать электродвигатель;

в) выбрать динамическую модель станда и определить ее параметры: суммарный приведенный момент сил и суммарный приведенный момент инерции;

г) найти закон движения начального звена 3 механизма;

д) уточнить закон движения начального звена с учетом характеристики электродвигателя;

е) определить момент инерции маховика для обеспечения заданного коэффициента неравномерности вращения кривошипа.

2. Выполнить силовой расчет рычажного механизма:

а) определить ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев;

б) определить главные векторы сил инерции и главные моменты сил инерции;

- в) проанализировать силовое нагружение входного, выходного промежуточных звеньев механизма;
  - г) определить силы, действующие в кинематических парах механизма;
  - д) определить вращающий момент на валу кривошипа 3 и оценить потребность расчёта.
3. Спроектировать зубчатую передачу и планетарный редуктор:
- а) выбрать коэффициент смещения входного производящего контура с учетом качественных показателей работы зубчатой передачи;
  - б) рассчитать геометрические параметры зубчатых колес и передач;
  - в) исследовать станочное зацепление исходного производящего контура с зубчатым колесом и осуществить профилирование зуба методом обкатки;
  - г) построить схему зацепления зубчатых колес, обозначить основные элементы колес и передач, составить таблицы числовых значений исполнительных размеров;
  - д) выбрать схему планетарного редуктора;
  - е) спроектировать кинематическую схему редуктора (определить числа зубьев колес) с учетом условий осадки сателлитов, соотношения входного и выходного валов и возможности сборки механизма в многосателлитном исполнении.
4. Спроектировать кулачковый механизм:
- а) осуществить согласование движений основного и вспомогательных механизмов станка и определять фазовые углы кулачка;
  - б) построить график передаточной функции скорости толкателя и график перемещения толкателей;
  - в) выбрать оптимальные размеры кулачкового механизма с учетом допустимого угла давления;
  - г) построить профиль кулачка;
  - д) построить график углов давления в функции угла поворота кулачка.
- Курсовой проект ОИМ1 включает в себя графическую часть в объеме четырех листов формата А1 и расчетно- пояснительную записку

#### 134.4. Содержание задания на проект ОИМ2

- 1. Выполнить проверочный расчет подшипников всех валов используя исходные данные и результаты расчетов сил в зацеплениях.
- 2. Определить ширину и модуль зубчатых колес с учетом действующих сил в зацеплениях, а также подобрать материалы и термообработку зубчатых колес.
- 3. Разработать устройство, нагружающее ШВП продольным и поперечным.
- 4. Разработать общий вид станка с разрезами, видами и сечениями, позволяющими получить полное представление о конструкции (4 листа формата А1).
- 5. Разработать рабочие чертежи деталей (по указанию конструктора).
- 6. Все расчеты оформить в виде расчетно-пояснительной записки (объемом 30...50 с.).

#### Задание ОИМ1 135. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЕ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КОВЕЧНОГО МАНИПУЛЯТОРА

Б.А.Байков, И.Н.Ермакова,  
С.С.Иванов, В.Б.Тарабарян

##### 135.1. Назначение, функциональная схема, принцип работы

При обработке крупногабаритных поковок на ковочных агрегатах транспортировка заготовки от нагревательной печи к агрегату, а также удержание и перемещение ее в процессе обработки осуществляется ковочным манипулятором (рис. 135.1). Заготовка в горизонтальной плоскости перемещается с помощью шасси манипулятора. Подъем и поворот в вертикальной плоскости, а также вращение схвата относительно хвоста осуществляется механизмами манипулятора.

Кинематическая схема механизма манипулятора изображена на рис. 135.2. Привод перемещения схвата с помощью 12 состоит из электродвигателя 15, планетарного редуктора 14, вращающего насоса 13 и двух гидроцилиндров: подъема 7, 8 и поворота 1, 2 хвоста (направляющие гидроцилиндры от насоса к гидроцилиндрам в качении). Привод вращающего механизма для вращательных движений в 3, 4, 10



и хобота манипулятора II. Кулачковый механизм IO, IБ обеспечивает отключение электродвигателя в крайних (конечных) положениях хобота манипулятора. Вращение заготовки относительно оси хобота осуществляется электродвигателем 5 через двухрядный планетарный редуктор 4 с фрикционной предохранительной муфтой и цилиндрическую зубчатую передачу 3. Фрикционная муфта предохраняет механизмы привода от поломки при захвате заготовки ковальным агрегатом.

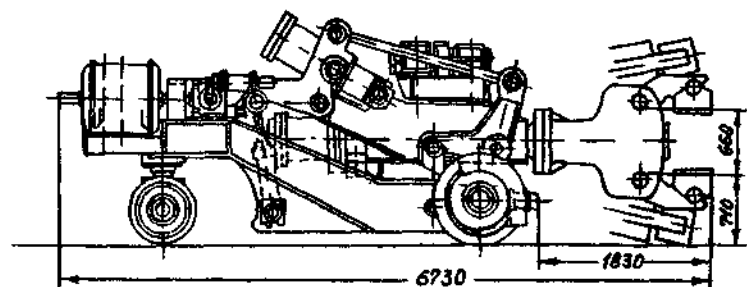


Рис. 135.1

При синтезе рычажных механизмов необходимо учитывать, что  $l_{BC} = l_{ON}$ ,  $l_{CE} = l_{KN}$ ,  $l_{CD} = l_{DE}$ ,  $l_{BO} = l_{CN} = l_{EK}$ ,  $l_{EC} = 1,15 \cdot l_{BC}$ ,  $l_{EK} = 3 \cdot l_{BC}$ ,  $CN = NW$ ,  $\angle BCE = \angle KNO = 110^\circ$ , при горизонтальном положении хобота звенья  $BD$ ,  $ON$  и  $CM$  расположены горизонтально. Положение точки  $A$  определяют по критерию равенства углов давления в шарнире  $B$  в двух крайних положениях точки  $T$ ; положение точки  $T$  с конструктивными соображениями с учетом угла давления в кулисном механизме  $CDT$ . Высота подъема хобота

$$H_{12} = H_{п12} + H_{в12},$$

где  $H_{п12}$  — перемещение центра масс по вертикали при подъеме хобота;  $H_{в12}$  — перемещение центра масс  $S_{12}$  при повороте хобота. Принять  $H_{п12} = H_{в12}$ .

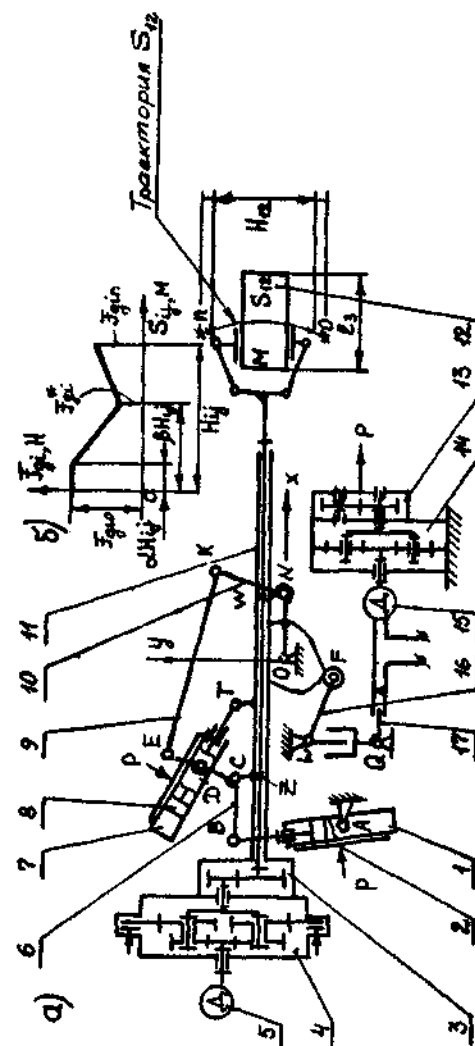


Рис. 135.2

При последовательном выполнении движений приводами подъема и поворота 1, 2 движущие силы изменяются по закону, изображенному на рис. 135.26. Значения сил  $F_{gi}^*$  и  $F_{gin}$  определяются по условиям безударного останова и удержания груза в конечном положении ( $\alpha_{s12n} = 0$ ). Максимальные скорости движения поршней в гидроцилиндрах  $v_{ij \max} = 0,07$  м/с.

Идеальная объемная подача насоса 13 должна обеспечивать минимальный расход жидкости в обоих гидроцилиндрах с коэффициентом запаса  $k = 1,3$ . При этом необходимо согласовать число зубьев колес насоса 13, их модуль и передаточное отношение редуктора 14.

Кулачок жестко связан с рычагом *ОНК*. Фазовый угол удаления  $\varphi_y$  в кулачковом механизме равен максимальному угловому перемещению рычага *ОНК* (звена 10).

Центры масс звеньев расположены посередине их длины  $l_i$ . Массой и моментом инерции всех звеньев, кроме хобота с грузом, пренебрегая (в силовом расчете следует учитывать массу и момент инерции гидроцилиндров). Моменты инерции звеньев относительно центров масс  $J_{gi} = 0,1 \cdot m_i \cdot l_i^2$ .

### 135.2. Содержание задания на проект ОПМ1

1. Составить функциональные схемы приводов подъема и вращения хобота. Спроектировать кинематическую схему рычажного механизма. Выбрать двигатели приводов, определить передаточные отношения редукторов. Провести динамический анализ работы привода подъема при последовательной работе гидроцилиндров, движущие силы которых изменяются по заданному закону (рис. 135.26) (по согласованию с преподавателем можно проанализировать динамику привода при работе двух гидроцилиндров одновременно). Построить графики зависимостей:

$\dot{y}_M = f(y_M)$ ,  $\ddot{y}_M = f(y_M)$ ,  $t = f(y_M)$  и  $\dot{y}_M = f(t)$ , где  $y_M$  — проекция траектории точки *M* схвата на ось *y*.

2. Провести кинематический расчет механизма подъема, построить графики функции  $F_{gij} = f(S_{ij})$  и годографы сил в кинематических парах механизма.

3. Рассчитать геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи и планетарного механизма одного из приводов

(по согласованию с преподавателем). Проверить результаты кинтеза графически (построить схему зацепления).

4. Синтезировать кулачковый механизм, определить из условия его работы фазовые углы, закон движения толкателя. Выбрать с учетом допустимых углов давления радиус начальной кривой кулачка, размеры толкателя 16 и рычага 17.

Исходные данные представлены в табл. 135.

### 135.3. Содержание задания на проект ОПМ2

1. Разработать общий вид конструкции для заданной части привода.

2. Разработать конструкцию редуктора одного из приводов (по согласованию с преподавателем).

3. Разработать конструкцию предохранительной муфты (или привода конечных выключателей).

4. Выполнить рабочие чертежи зубчатого колеса, вала редуктора, вала планетарного механизма, крышки корпуса.

Принять исходные нагрузки на детали приводов, скорости их движения по проекту ОПМ1. При определении расчетных нагрузок необходимо учитывать случайные перегрузки:  $M_n = 1,4 M_{c1}$ ,  $M_{\max} \leq 2,0 M_{cр}$ . Срок службы: 10 лет, 300 дней в году, 8 час в сутки. Режим работы: повторно-кратковременный, при температуре от +50 до +15 °С при атмосферном давлении около 0,1 МПа и влажности от 60 до 100 %. Тип производства — мелкосерийное. Стандартизация — максимально возможная.

### 135.4. Объем и содержание задания на проект ОПМ3 по курсу "Транспортно-накопительные устройства"

1. Разработать общий вид манипулятора.

2. Разработать конструкции: хобота; схвата; редуктора привода; механизма подъема; гидроцилиндра; вращательной опоры; механизма передвижения; тележки манипулятора.

3. Разработать гидравлическую и электрическую схемы управления.

Курсовой проект оформить на листах формата А1: ОПМ1 — 1 лист; ОПМ2 — 5 листов; ОПМ3 — 5 листов. Объем расчетно-пояснительной записки: ОПМ1 — 30...40 с.; ОПМ2 — 30...40 с.; ОПМ3 — 60...80 с.

Таблица 135

Наименование величины	Обозначение		Числовые значения величины для вариантов				
	величины	единицы	А	Б	В	Г	Д
Высота подъема хобота	$H_{12}$	м	1,1	0,8	1,2	1,0	0,9
Длина кривошипа	$l_{BC}$	м	0,65	0,47	0,7	0,6	0,53
Длина хобота	$l_{2M}$	м.	3,5	2,55	3,8	3,2	2,85
Длина заготовки	$l_3$	м	1,0	0,73	1,1	0,9	0,82
Масса хобота	$m_{11}$	кг	5000	1900	6500	3750	2750
Масса заготовки	$m_{12}$	кг	1200	500	1625	950	700
Масса гидроцилиндра	$m_1 = m_7$	кг	600	250	800	500	350
Ход толкателя в кулачковом механизме	$h_5$	м	0,005	0,003	0,006	0,004	0,0035
Допустимые углы давления: во вращательной КП в поступательной КП	$\varphi_{вр. доп}$	град	60	60	56	55	60
	$\varphi_{пост. доп}$	град	35	30	35	30	30

Задание ОИМІ-136 ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА  
ДВУХСТУПЕНЬ АТОГО КОМПРЕССОРА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

H B LEONARD

136.1. Назначение, функциональная схема, принцип работы

Угловой двуху-  
(рис. 136) предназ-  
сдвоенного кривоши-  
ленчатого вала I с  
занных между собой  
компрессора привод  
электродвигателем  
чатый валом I редук-  
ков основного меха-  
ренного насоса, ко-  
вой. Смазка цилин-  
солой многопоршне-  
Насос имеет отдель-  
(рис. 136 в, д).

Косинусоидаль поршня представлен рах компрессора по каторными диаграмми построения каторой

И закон изменения аналога ускорений  $S_2(t)$  а рис. 136 г. Изменение давления в цилиндре при перемещении поршня характеризуется кривыми I и II ступенной (рис. 136 б), данные для рисованы в табл. 136. I

1.2. Исх. ные данные, содержание задания

Данные для пр  
ны в рубл. 1952.

Газовый объем  
эжектной подачи во  
три проектировании  
пружин, обеспече  
ном Радиус ролла  
нах напряжений в

стирования механизмов компрессора приве-  
 держание задания в задании ОИМІ-І34,  
 цилиндра ступени І определить по заданной  
 уха при нормальных атмосферных условиях  
 плавающего механизма выработать жесткость  
 ей непрерывный контакт голкатель с кулач-  
 определить по условию минимизации контакт-  
 ей пары

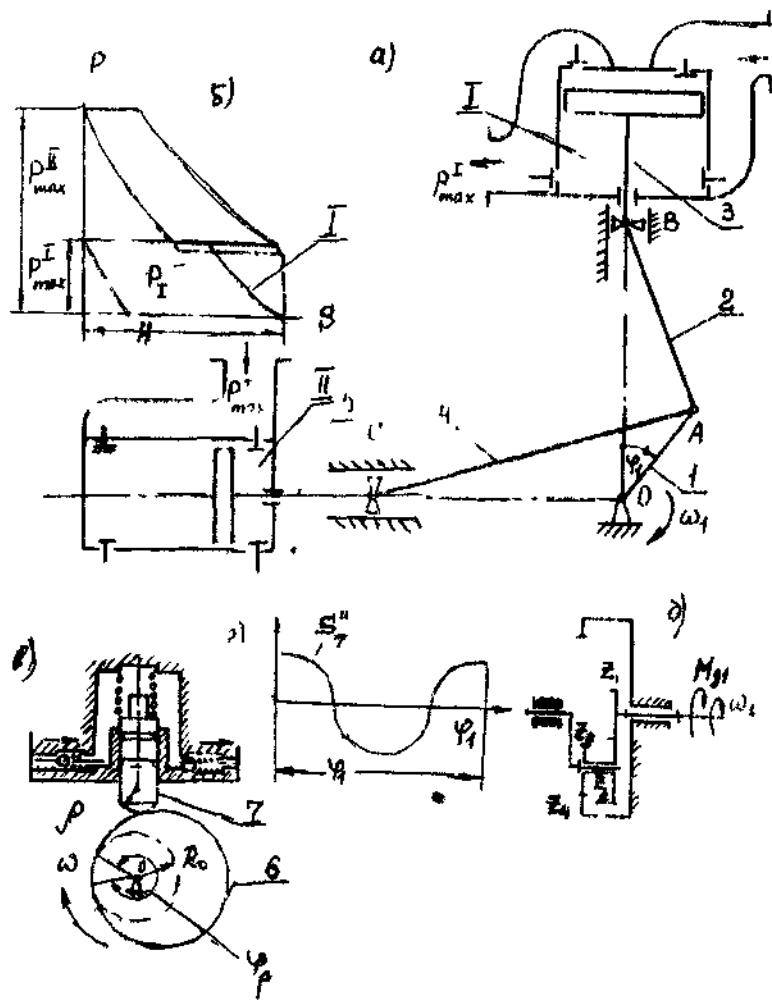


Рис. 136

Таблица 136..

Величина	Значение												
$S/H$	0	0,02	0,08	0,17	0,28	0,435	0,54	0,67	0,78	0,875	0,945	1,0	
$p/p_{max}$	1,0	0,8	0,495	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,031	
Ступень I	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,87	0,625	0,488	0,4	0,35	0,0316	0,031	
$p/p_{max}$	1,0	0,81	0,51	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	
Ступень II	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,935	0,67	0,525	0,43	0,355	0,34	0,031	

Таблица 136..

Наименование величины	Обозначение		Числовые значения величин для различных							
	Величина	Единица	A	B	B	Г	Г	Г	Г	Г
1	2	3	4	5	6	7	8			
Угловая (крутовая) частота вращения коленчатого вала	$n_1$	об/с	100	110	120	130	140			
Объемная подача воздуха НДМ	$V_h$	м³/мин	5,7	6,2	6,8	7,4	8,0			
Нормальный атмосферный давление	$p_{atm}$	кг/см²	3,0	3,3	3,8	3,9	4,2			

I	2	3	4	5	6	7	8
Максимальное давление ступеней 1, 4 компрессора	$P_{\max}$ $\sigma_{\max}$	МПа МПа	0,3 0,9	0,3 0,9	0,3 0,9	0,3 0,9	0,3 0,9
Отношение диаметров поршней ступеней 1, 4	$\alpha_2 / \alpha_1$	-	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
Отношение длин шатуна $\angle$ и кривошипа $\perp$	$\lambda_2 = l_2 / l_1$	-	3	2,6	3	2,8	3
Относительное положение центра тяжести шатуна	$\lambda_{s2} = l_{s2} / l_2$	-	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Момент инерции звеньев относительно осей, проходящих через центр тяжести	$J_{s2}$ $J_{s4}$	кг·м <sup>2</sup> кг·м <sup>2</sup>	0,1 0,1	0,08 0,08	0,09 0,09	0,1 0,1	0,09 0,09
Момент инерции колесчатого вала	$J_1$	кг·м <sup>2</sup>	0,25	0,25	0,2	0,2	0,15
Массы поршней 3, 5 и шатунов 2, 4	$m_2$ $m_3$ $m_4$ $m_5$	кг кг кг кг	40 20 20 20	42 21 21 21	40 20 20 20	42 21 21 21	40 20 20 20
Угловая координата для силового расчета	$\varphi_1$	градус	345	345	345	255	255

Окончание табл. 136.2

I	2	3	4	5	6	7	8
Число зубьев шестерни редуктора	$z_1$	-	16	17	17	15	14
Число сателлитов в планетарном редукторе	$k$	-	3	3	3	3	3
Передаточное отношение планетарного редуктора	$u_{пл}$	-	9	8,9	8	8,5	8,6
Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	$m$	-	1	1	1	1	1
Ход поршня ?	$h_7$	м	0,01	0,015	0,020	0,025	0,012
Угол давления в кулачковом механизме	$\vartheta_{\text{доп}}$	градус	30	35	30	35	30
Рабочий угол профиля кулачка	$\varphi_p$	градус	120	150	120	210	150

В.А.Никоноров

ІЗ7. Назначение, функциональная схема, принцип работы

Питатель (рис. ІЗ7) предназначен для транспортировки дозированных порций сыпучих материалов. Исполнительное звено 5 совершает возвратно-поступательное движение. В начале рабочего хода гранулы насыпной массы из бункера попадают в лоток, несколько уплотняются и порциями поступают в емкость для упаковки. Перемещение звена 5 в лотке 6 обеспечивается шестизвенным рычажным механизмом, который состоит из кривошипа І, угловой качающейся кулисы 3-3', кулисных втулок (камедей) 2 и 4 (рис. ІЗ7а). Привод питателя состоит из электродвигателя Д, планетарного редуктора  $z_1 - z_{23} - z_4 - H$  и зубчатой передачи 7-8-8' с числами зубьев  $z_7 - z_8 = z_8'$  (рис. ІЗ7а,б). При ходе звена 5 влево насыпная масса уплотняется на участке  $cba$ , что сопровождается линейным изменением силы сопротивления до значения  $F_{5a}$  в положении поршня  $a$ . При дальнейшем перемещении звена 5 от  $b$  до  $a$  насыпная масса уплотняется по линейному закону (см. рис. ІЗ7в). Сила сопротивления звена 5 в положении поршня  $a$  равна  $F_{5max}$ . В крайнем левом положении масса сыпается в емкость. Выталкивание массы осуществляется толкателем ІЗ с пружиной, коромыслом 9 с роликом ІІ и кулачком ІО.

Исходные данные представлены в табл. ІЗ7 и приложения 2, содержание задания - в ОПМІ-ІЗ4.

Ход звена 5  $H_5 = 1,2 l_1 \cdot CD = AB + AC + 0,03 м$ ;  $CF = (h / \cos \varphi_3) + 0,03$ .  
Массы звеньев  $m_i = \rho_i l_i$ ;  $m_5 = m_3 + m_3' + 3 кг$ . Момент инерции масс звеньев относительно осей, проходящей через их центр масс,  $J_{si} = 0,08 m_i l_i^2$ ; центр масс коромысла  $KGN$  лежит посередине  $l_{KN}$ ; масса коромысла с роликом  $m_K = \rho_i l_{KN} + 3 кг$ .

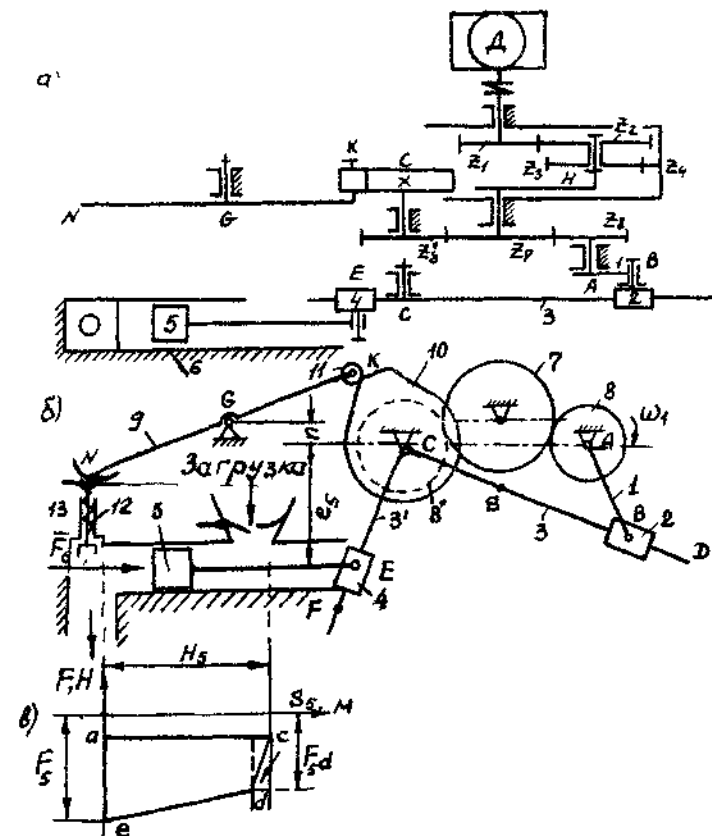


Рис. ІЗ7

Наименование величины	Обозначение		Числовые значения величины для вариантов							
	величина	единица	A	B	B	В	Г	Д	Е	Ж
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Средняя скорость звена 5	$v_{ср}$	м/с	0,95	0,69	1,55	1,2	1,0	1,0	1,0	1,0
Коэффициент изменения скорости звена 5	$k_0$	-	1,88	1,67	2,0	1,77	1,57	1,57	1,57	1,57
Отношение длины стойки $l_{ac}$ к ходу $H_5$ звена 5	$l_{ac}/H_5$	-	2,55	2,5	2,5	2,6	2,4	2,4	2,4	2,4
Смещение направляющей звена 5 относительно оси вращения кулис $C$	$e_5$	мм	0,5	0,4	0,5	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6
Максимальная сила сопротивления	$F_{5max}$	кН	6,620	6,160	4,67	5,7	3,6	3,6	3,6	3,6
Минимальная сила сопротивления	$F_{5min}$	кН	0,6	0,5	0,58	0,56	0,4	0,4	0,4	0,4
Соотношение сил при уплотнении	$F_{5d}/F_{5max}$	-	0,8	0,85	0,9	0,86	0,84	0,84	0,84	0,84
Соотношение между длиной участка $bc$ и ходом $H_5$	$l_{bc}/H_5$	-	0,2	0,14	0,12	0,20	0,16	0,16	0,16	0,16
Линейная плотность материала	$q$	кг/м	29	28	30	32	30	30	30	30

Продолжение табл. 137

I	2	3	4	5	6	7	8
Сила сопротивления перемещению толкателя 13	$F_{с13}$	кН	0,3	0,2	0,23	0,26	0,18
Синхронная частота вращения электропривода	$n_c$	об/мин	750	1000	750	1500	1000
Число зубьев колес 7 и 8	$z_7, z_8$		16, 19	16, 31	15, 24	12, 22	14, 23
Угол наклона линии зуба	$\beta$	градус	30	25	15	10	20
Модуль зубчатых колес 7 и 8	$m$	мм	4	5	5	3	4
Передающее отношение планетарного редуктора	$u_{пл}$	-	11	13	39/5	41/5	89/5
Число сателлитов в планетарном редукторе	$k$	шт.	3	5	4	3	5
Модуль зубчатых колес редуктора	$m_p$	мм	3	3	5	4	3
Ход толкателя 13	$h_{13}$	мм	0,14	0,15	0,16	0,13	0,14
Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\vartheta_{доп}$	градус	45	40	38	36	34
Угол рабочего профиля кулачка	$\varphi_p$	градус	126	135	120	130	120

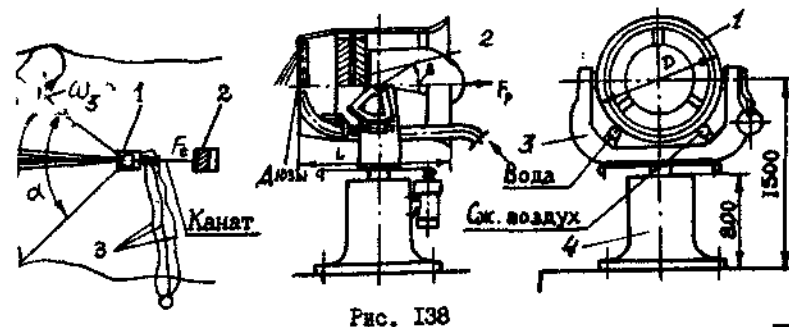
1	2	3	4	5	6	7	8
Угловая координата кривошипа для силового расчета  Коэффициент ускорения толкателя (см. приложение 2, вариант # 2)  Коэффициент неравномерности вращения кривошипа  Приведенный к звену I момент энергии зубчатых колес редуктора и передачи  Съемление оси G толкателя 9	$\varphi_1$	градус	30	45	60	90	120
	$k_1$	-	0,3	0,4	0,35	0,45	0,3
	$\delta$	-	1/40	1/30	1/45	1/25	1/35
	$J_{з.к}^{пр}$	кг·м <sup>2</sup>	1,08	1,10	1,53	0,85	1,4
	$e_9$	м	0,10	0,08	0,10	0,14	0,12

**Задание ОПМІ-138. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ,  
РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК, РАЗРАБОТКА УСТАНОВКИ И КОНСТРУКЦИИ  
ДЛЯ УКЛАДКИ СНЕГА НА ТРАССАХ И УГОДЬЯХ  
С ПОМОЩЬЮ КОМПРЕССОРНОЙ МАШИНЫ**

И.К.Ганулич, А.М.Архаров, С.А.Попов

**138.1. Назначение и функциональная схема**

Установка снеговая (УС) предназначена для создания и укладки искусственного снега на лыжных трассах, для укрытия сельскохозяйственных угодий. УС устанавливается стационарно (рис. 138) вблизи горы приземления лыжного трамплина или на транспортную тележку I, передвигаемую с помощью тяговой лебедки, или на самоходные шасси. УС эксплуатируют на открытом воздухе при температурах от 0 до -40 °С. Снеговой генератор, имеющий в цилиндрической камере I осевой вентилятор 2, обеспечивается водой и сжатым воздухом. Его объемная подача составляет 5...30 м<sup>3</sup>/ч при температуре воздуха 0 °С, дальность распыления снега - до 60 м. Снеговая установка снабжена механизмами поворота кронштейна 3 изменения угла  $\beta$  наклона оси генератора к горизонту в диапазоне -10...+45°. Угловой ход (размах) периодических поворотов платформы вокруг вертикальной стойки 4 осуществляется в пределах угла  $\alpha = 30...150^\circ$  в зависимости от условий эксплуатации. Эти механизмы проектируют с разными структурными схемами (четырёхзвённый шарнирный, кулисный и т.п.), они приводятся в движение от электродвигателя.





### 138.2. Исходные данные

Технические требования к конструкции представлены в табл. 138.

Таблица 138

Наименование величины	Обозначение		Числовые значения величин для вариантов		
	величины	единицы	А	Б	В
Размеры генератора	$D \times L$	мм	540x650	660x790	800x960
Масса кронштейна с генератором	$M$	кг	1500	1750	2000
Реактивная осевая сила	$F_p$	Н	1000	1500	2200
Тяговая сила на канате	$F_t$	кН	10	20	30
Скорости движения каната двухскоростной лебедки	$v$	м/с	0,15/0,015	0,2/0,025	0,25/0,03
Частота поворота генератора вокруг вертикальной оси	$n_r$	об/мин	0,03	0,05	0,1

Режим работы – непрерывный в течение 48 ч. Расчетный ресурс равен 5000 ч при надежности 90 %. Условия эксплуатации: открытый воздух, влажность до 100 %, температура 0...-40 °С, возможно образование наледи на элементах конструкции. Выпуск – единичный или мелкосерийный.

#### 138.3. Содержание задания на проект ОПМ1

1. В соответствии с назначением выбрать структурные схемы рычажных механизмов и зубчатых механизмов привода. Проанализировать возможность обеспечения требуемых движений снегового генератора в заданных пределах углов поворота  $\beta$  и вращения  $\alpha$ .

2. Определить размеры звеньев механизма периодического

поворота платформы вокруг вертикальной оси на заданный угол  $\alpha$ , предусмотрев возможность его изменения в пределах 30...150° за счет регулирования длины звеньев.

3. Выбрать кинематическую схему привода механизма поворота платформы, определить активные нагрузки и потери на трение, рассчитать мощность привода и выбрать электродвигатель.

4. При заданном режиме работы рассчитать значения параметров динамической модели механизма поворота платформы.

5. Выбрать объемную подачу компрессорной машины, спроектировать рычажный механизм компрессора и определить значения параметров динамической модели (см. задание ОПМ1-127).

6. Определить силы в кинематических парах рычажного механизма и зубчатых механизмах привода после предварительного выбора и обоснования кинематической схемы с требуемым передаточным отношением и разбивкой его по ступеням.

7. Спроектировать кулачковый механизм систем регулирования и управления.

#### 138.4. Объем и содержание задания на проект ОПМ2

Разработать конструкцию сборочных узлов УС:

общий вид установки (1 лист);

тяговая двухскоростная лебедка с рамой или мотор-редуктор механизма поворота платформы (3 листа);

кронштейн с механизмом изменения угла наклона оси генератора в вертикальной плоскости или колонну и платформу с механизмом поворота вокруг вертикальной оси (3 листа);

рабочие чертежи (1 лист).

#### 138.5. Объем и содержание задания на проект по дисциплине "Компрессоры"

Разработать конструкцию:

поршневого компрессора с объемной подачей

$V_n = 3...5 \text{ м}^3/\text{мин}$ , при давлении нагнетания 0,7...0,8 МПа;

компрессорнодетандерного агрегата для получения сухого воздуха при давлении 0,5...0,7 МПа и охлаждения его до -10...-20 °С.

С.А.Попов, В.А.Суетин

### І39.І. Назначение, функциональная схема и принцип работы

Транспортер 7 перемещает изделия 8 (или сыпучие материалы) в горизонтальном направлении за счет сил сцепления при отсутствии относительного движения ( $\dot{v}_7 = \dot{v}_8$ ) до тех пор, пока ускорения звеньев 5 и 7 не достигнут критического значения  $\alpha_{кр} = f_{т0} \cdot g$  (рис. І39а). На рисунке  $f_{т0}$  - коэффициент трения покоя между звеньями 7 и 8;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ . Когда сила сцепления окажется недостаточной, происходит движение изделия 8 относительно звена 7 за счет кинетической энергии, накопленной при движении, до момента выравнивания скоростей (рис. І39б). В этот период на звено 7 действует сила трения  $F_{т8x} = f_t G_8$ , где  $f_t$  - коэффициент трения скольжения;  $G_8$  - сила тяжести.

Требуемое движение ползуна 5 и жестко связанного с ним транспортера 7 обеспечивается рычажным механизмом с кулисой І, камнем 2, кривошипом 3 и шатуном 4 с помощью электродвигателя МІ и планетарного зубчатого редуктора ПР. На выходном валу редуктора установлен маховик МАХ. Управление подачей изделий из накопителя осуществляется кулачковым механизмом 9, І0. Гидрооборудование транспортера связано с шестеренным насосом с колесами  $Z_{11} = Z_{12}$  (на рис. І39 не показаны).

### І39.2. Исходные данные

Исходные данные и задаваемые параметры механизма приведены в табл. І39; содержание задания - в ОИМІ-І34.

Значения коэффициента  $f_{т0}$  ориентировочные, их следует уточнить после построения графика ускорений транспортера в соответствии с условием: положительные значения ускорения должны быть больше критического  $\alpha_{с5x} \geq \alpha_{кр} = f_{т0} \cdot g$ . При динамическом исследовании следует учитывать неравенство  $\dot{v}_8 \neq \dot{v}_7$  (относительное движение изделия).

Силовой расчет механизма выполнить для положения механизма, соответствующего максимальному значению суммарного приведенного момента сил на звене приведения.

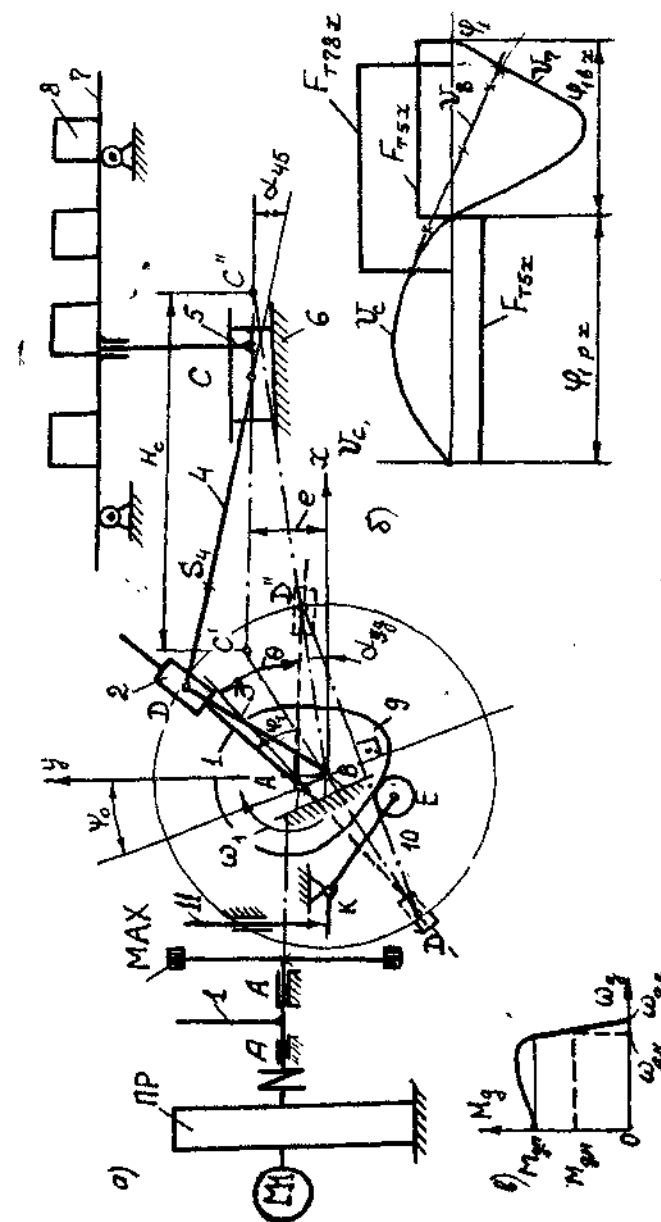


Рис. І39

Наименование величин	Обозначение		Числовые значения величин для вариантов				
	величин	единицы	A	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8
Длина хода транспортера	$H_c$	м	0,35	0,40	0,30	0,45	0,38
Угол наклона стойки АВ к оси $\gamma$	$\psi_0$	градус	90	80	100	90	80
Предельный угол давления в конце рабочего хода звена 5	$\alpha_{5A}$	градус	15	16	12	15	20
Относительная длина шатуна 4	$\lambda_4 = l_4 / l_5$		4,2	3,5	4,0	3,2	3,8
Относительная координата центра масс $S_4$ на шатуне 4	$\lambda_{s_4} = DS_4 / DC$		0,30	0,35	0,30	0,25	0,35
Средняя скорость транспортера при рабочем ходе	$v_{ср}$	м/с	0,60	0,65	0,60	0,60	0,65
Коэффициент изменения средней скорости транспортера при вспомогательном ходе	$k_d$		1,40	1,45	1,45	1,40	1,48
Коэффициенты трения: при относительном покое тел 7 и 8	$f_{70}$		0,60	0,58	0,55	0,62	0,65
при скольжении изделий 8 относительно 7	$f_{77,8}$		0,30	0,29	0,27	0,30	0,32
при скольжении транспортера 7 по направляющей 6	$f_{77,6}$		0,15	0,12	0,10	0,11	0,14

Окончание табл. 139

I	2	3	4	5	6	7	8
Частота вращения электропривода (синхронная)	$n_{дс}$	об/мин	1500	1500	1500	1500	1500
Масса изделий	$m_8$	кг	4000	3500	5000	4500	3800
Линейная плотность звеньев 4 и 3	$\rho_l$	кг/м	100	90	150	120	100
Масса транспортной ленты	$m_7$	кг	800	700	1000	900	800
Коэффициент неравномерности движений механизма	$\delta$		0,08	0,10	0,12	0,09	0,11
Длина толкателя IO	$l_{ЕК}$		0,060	0,050	0,045	0,065	0,042
Угол поворота толкателя IO	$\beta_{ю}$	градус	25	24	30	20	28
Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\vartheta_{доп}$	градус	20	25	25	20	28
Фазовый угол удаления толкателя	$\varphi_y$	градус	120	100	90	100	90
Фазовый угол обложения толкателя	$\varphi_c$	градус	90	75	60	70	90
Коэффициент ускорения толкателя (см. приложение 2, таблицу)	$K_1$	-	0,4	0,3	0,3, 0,5	0,4	0,3
Числа зубьев шестеренного насоса	$z_1 = z_2$		12	11	10	9	12
Модуль зубчатой передачи	$m$	мм	5	5	5	5	5
График ускорения толкателя (см. приложение 2, таблицу)	-	вариант	№ 2	№ 3	№ 4	№ 6	№ 7

С.А.Попов, В.А.Суетин

#### І40.І. Назначение, функциональная схема и принцип работы

Транспортер 5 совершает возвратно-поступательное движение с помощью шарнирного четырехзвенника с кривошипом І, шатуном 2 и коромыслом 3, к которому прикреплен поводок 4 (рис. І40а). Привод состоит из электродвигателя МІ, планетарного зубчатого механизма ПР, зубчатой передачи  $z_{11}-z_{12}$ . На оси кривошипа І установлен маховик МАХ, являющийся аккумулятором кинетической энергии и обеспечивающий заданный коэффициент неравномерности движения механизма. Изделия 9 поступают на транспортер 5 из накопителя, под управлением кулачкового механизма 7-8 и перемещаются за счет сил сцепления при отсутствии относительного движения ( $v_9 \approx v_5$ ) до тех пор, пока ускорения звена 5 и изделий не достигнут критического значения  $\alpha_{кр} = f_{т0} g$ ,

где  $f_{т0}$  - коэффициент трения покоя между телами 9 и 5;  
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  (рис. І40б). В момент, когда сила сцепления окажется недостаточной, происходит движение изделий относительно транспортера 5 за счет накопленной кинетической энергии. Поступательное перемещение изделия 9 относительно транспортера 5 заканчивается, когда выравниваются значения скоростей. В период относительного движения между деталями возникает сила трения скольжения  $F_{тск} = f_t G_9$ , где  $f_t$  - коэффициент трения скольжения, а  $G_9$  - сила тяжести изделий. Гидрооборудование транспортера имеет шестеренный насос.

#### І40.2. Исходные данные и указания к проектированию

Исходные данные приведены в табл. І40, содержание задания - в ОПМІ-І34.

Изделия имеют относительное движение вдоль транспортера, когда главный вектор силы инерции превышает критическое значение силы трения покоя.

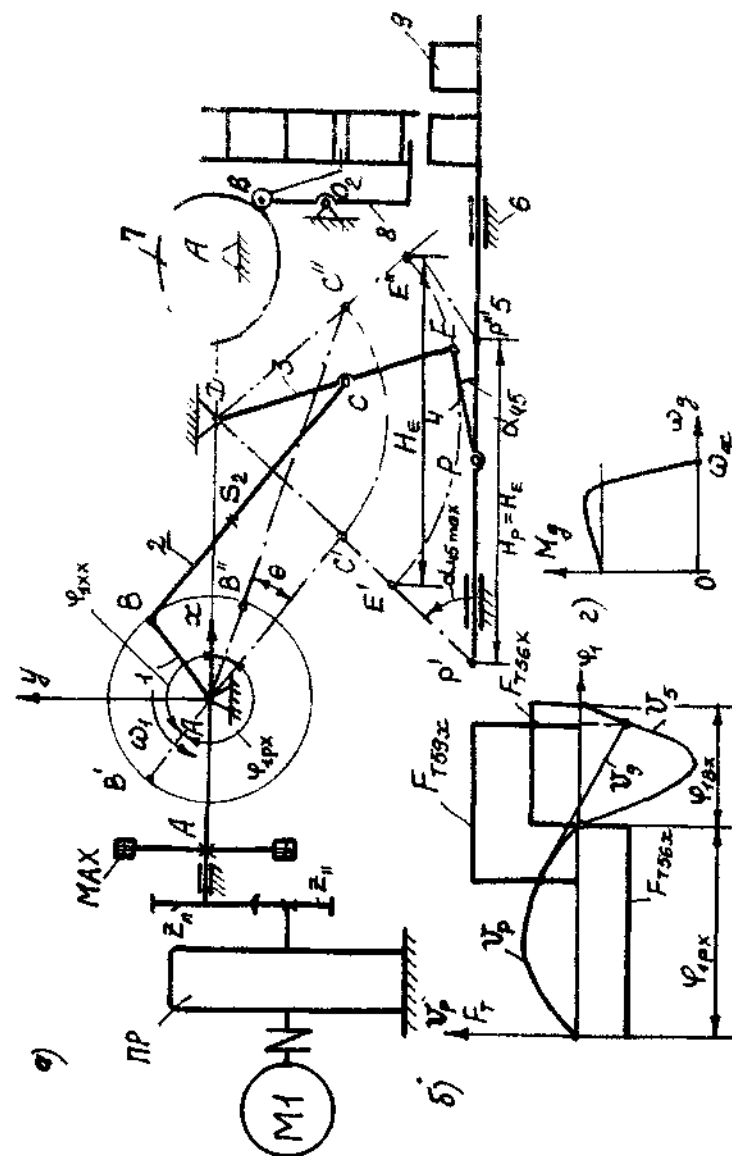


Рис. І40

Таблица 140

Наименование величины	Обозначение		Числовые значения величины для вариантов					
	величины	единицы	A	B	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	
Длина хода транспортера	$H_p$	м	0,20	0,25	0,24	0,22	0,23	
Угол качания коромысла 3	$\beta_3$	градус	60	65	70	75	70	
Максимальное значение угла качания между цепом 4 и ползунком 5	$\alpha_{45 \max}$	градус	15	10	12	15	10	
Коэффициент изменения средней скорости транспортера при вспомогательном ходе	$k_{\partial \text{ вх}}$	-	1,20	1,25	1,30	1,20	1,25	
Средняя скорость транспортера 5 при рабочем ходе	$(v_{\text{ррх}})_{\text{ср}}$	м/с	0,30	0,35	0,32	0,40	0,36	
Относительная координата точки C на коромысле 3	$\lambda_c = \lambda_{\text{CD}} / l_{\text{ED}}$	-	0,60	0,70	0,80	0,75	0,65	
Относительная координата центра масс $S_2$ на шатуне 2	$\lambda_{S_2} = l_{\text{BS}_2} / l_{\text{AC}}$	-	0,30	0,35	0,33	0,30	0,35	

Продолжение табл. 140

I	2	3	4	5	6	7	8	
Коэффициенты трения между телами	$f_{155}$	-	0,20	0,22	0,25	0,20	0,24	
5 и 6	$f_{10}$	-	0,60	0,58	0,62	0,55	0,55	
9 и 5	$f_{159}$	-	0,30	0,27	0,28	0,29	0,32	
в покое								
при скольжении								
Синхронная частота вращения электродвигателя М1	$n_{\text{д.с}}$	об/мин	1500	1500	1500	1500	1500	
Масса изделия	$m_9$	кг	1600	1400	1700	1500	1900	
Масса транспортера	$m_5$	кг	600	550	650	500	700	
Линейная плотность звеньев 2, 3 и 4	$\rho_l$	кг/м	100	95	120	110	120	
Коэффициент неравномерности движения механизма	$\delta$	-	0,12	0,11	0,10	0,13	0,12	
Числа зубьев пелиндрической передачи	$z_{11}$ $z_{12}$		12 18	10 17	11 16	9 18	12 19	
Длина толкателя	$l_{\text{BO2}}$	м	0,12	0,25	0,30	0,35	0,28	
Угол поворота толкателя	$\beta_8$	градус	25	30	28	27	25	

I	2	3	4	5	6	7	9
Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\varphi_{\text{доп}}$	градус	30	25	32	35	28
Фазовый угол удаления	$\varphi_y$	градус	90	90	90	80	80
Фазовый угол сближения	$\varphi_c$	градус	40	50	60	50	60
Коэффициент ускорения толкателя (см. приложение 2, таблицу)	вариант	-	№ 9	№ 10	№ 11	№ 13	№ 14
Модуль зубчатой цилиндрической передачи	K	-	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
	m	мм	10	12	16	20	25

Тип электродвигателя М1, его кинематические и динамические характеристики выбрать по каталогу; кинематическую схему планетарного зубчатого редуктора - с учетом требуемого передаточного отношения привода (см. приложение I). Исполнительные размеры звеньев и их инерционные параметры назначать в процессе проектирования.

Задание ОПМ1-141. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ  
МЕХАНИЗМОВ ПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ ШТУЧНЫХ ЗАГОТОВОК СТАНКА-АВТОМАТА

С.А.Попов

I41. Назначение, функциональная схема

Питатель с возвратно-поступательным движением звена 5 осуществляет выборку заготовок 3 из накопителя и их продвижение с заданным шагом (рис. I41). Отсекатели 9 и 9\* заготовок управляются кулачковым механизмом 7-8. Шестерня  $z_1$  закреплена на валу кривошипа I. Кривошип I получает вращение от электродвигателя М1 через планетарный зубчатый редуктор ПР и передает движение через шатун 2 коромыслу 3 ползуном 4, 5. В процессе юшточной передачи заготовок преодолеваются силы трения между заготовкой и направляющей 6 при рабочем ходе  $F_{\text{т16}} = f_{16} g m_1$ , а также между ползуном 5 и направляющей 6 при рабочем и вспомогательном ходах ( $F_{\text{т56}} = f_{156} g m_5$ ).

Исходные данные представлены в табл. I41; содержание задания - в ОПМ1-134.

Задание ОПМ1-142. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ  
МЕХАНИЗМОВ КУЛИСНО-РЫЧАЖНОГО СТАЛКИВАТЕЛЯ

В.А.Никоноров

I42. Назначение, функциональная схема

Сталкиватель предназначен для перемещения заготовок сортового профиля, движущихся по транспортеру. Движение от электродвигателя М через планетарный редуктор 6 и зубчатую передачу  $z_5, x_6$  передается кривошпи I кулисно-рычажного механизма 2-3-4-5, звено 5 которого совершает возвратно-поступательное движение и производит сталкивание заготовок сортового профиля (рис. I42а).

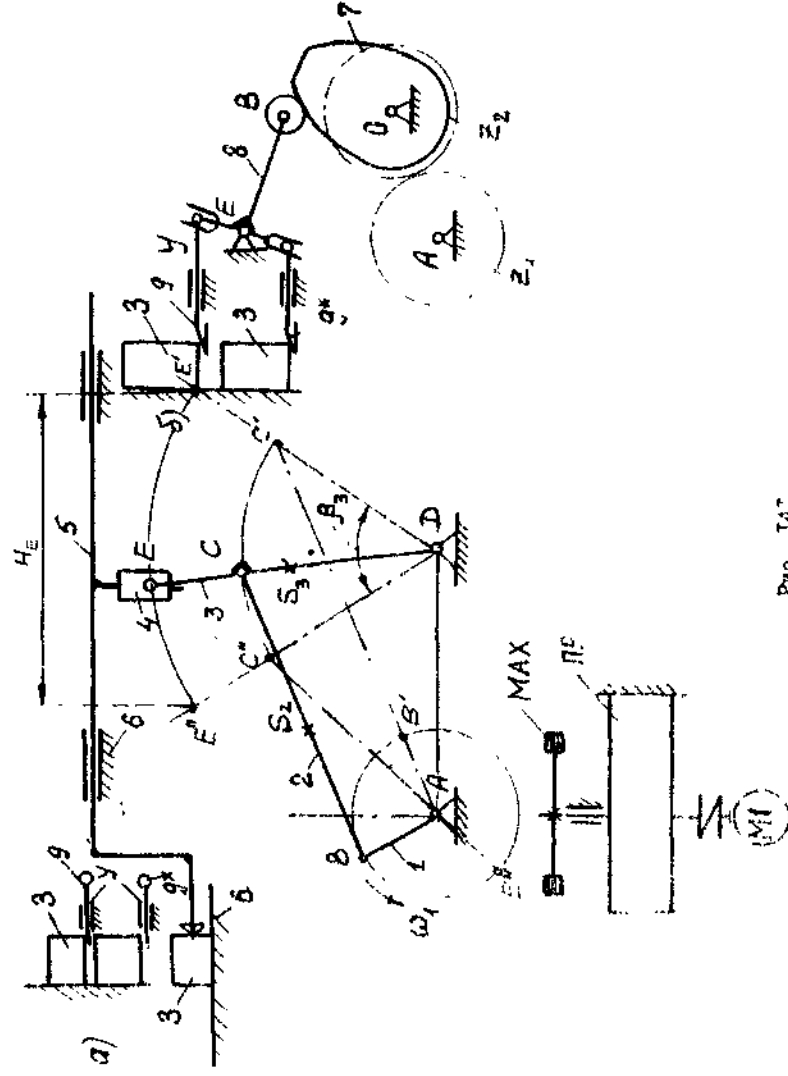


Рис. 147

Таблица 141

Наименование величины	Обозначение		Числовые значения величины для вариантов					
	величина	единица	A	B	5	7	I	II
I	2	3	4	5	5	7	7	8
Перемещение заготовки за один ход	$H_E$	м	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,40
Продолжительность цикла	$t_u$	с	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,4
Коэффициент изменения средней скорости ползуна при вспомогательном ходе	$k_v$	—	1,20	1,25	1,30	1,28	1,30	1,30
Угол качания коромысла	$\beta_3$	градус	40	35	38	35	30	30
Относительная координата точки C на звене 3	$\lambda_c = \lambda_{cD} / l_{ED}$	—	0,80	0,75	0,70	0,60	0,82	0,82
Относительная длина звена 2	$\lambda_2 = l_{BC} / l_{BA}$	—	3	3,2	3,5	2,8	2,9	2,9
Относительные координаты центров масс $S_2$ и $S_3$ на звеньях 2 и 3	$\lambda_{S_2} = BS_2 / BC$ $\lambda_{S_3} = DS_3 / DE$	—	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Масса заготовки	$m_4$	кг	10	12	14	13	15	15
Масса ползуна	$m_5$	кг	20	24	25	25	30	30
Линейная плотность звена 2 и 3	$\rho_l$	кг/м	50	52	55	50	50	50

1	2	3	4	5	6	7	8
Коэффициент трения при скольжении заготовки ползуна	$f_{\text{тис}}$ $f_{\text{тис}}$	-	0,25 0,15	0,28 0,14	0,27 0,13	0,24 0,12	0,26 0,15
Коэффициент неравномерности движения механизма	$\delta$	-	0,05	0,04	0,03	0,04	0,05
Синхронная частота вращения электродвигателя $M_1$	$n_{\text{д.с}}$ $n_1 = n_2$	об/мин	1500	1500	1500	1500	1500
Число зубьев колес	$m$	мм	14	16	16	13	12
Модуль зубчатых колес	$i_{\text{вз}}$	м	5	5	4	4	5
Длина толкателя	$\beta_8$	градус	25	28	30	24	28
Угол поворота толкателя $\delta$	$k_1$	вариант	№ 12	№ 13	№ 14	№ 15	№ 16
Коэффициент ускорения толкателя в кулачковом механизме (см. приложение 2, таблицу)	$\gamma_{\text{доп}}$ $\varphi_{\text{y}} / \varphi_{\text{с}}$ $\varphi_{\text{ip}}$	-	-	0,3	0,4	0,3; 0,4	-
Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\gamma_{\text{доп}}$	градус	32	36	38	25	30
Соотношение между фазовыми углами	$\varphi_{\text{y}} / \varphi_{\text{с}}$	градус	1	1	1	1	1
Рабочий угол профиля кулачка	$\varphi_{\text{ip}}$	градус	Определить по циклограмме за время вспомогательного хода ползуна и кулачкового механизма				

Характер изменения сил сопротивления, действующих на ползун 6, представлен на рис. 142а.

Для смазки подвижных элементов механизма 1-5 используют поршневой насос кулачкового типа. Кулачок 9, закрепленный на валу зубчатого колеса  $z_5$ , приводит в движение толкатель 9. Закон изменения движения аналога ускорений  $\ddot{s}_{10}''(\varphi_9)$  представлен на рис. 142б. Для обеспечения заданного коэффициента неравномерности  $\delta$  движения механизма устанавливают маховик 8.

Исходные данные приведены в табл. 142, содержание задания - в ОПМТ-134.

центры масс звеньев 3, 4 находятся посередине их длины. Массы звеньев определяют по соотношениям  $m_i = \rho_i \cdot l_i$ ;

$m_5 = 1,2 m_4$ ; масса толкателя  $m_1 = \rho_1 (5h_{10})$ ; моменты инерции звеньев  $J_{s_3} = 0,1 m_3 l_{\text{вс}}^2$ ;  $J_{s_4} = 0,1 m_4 l_{\text{св}}^2$ .

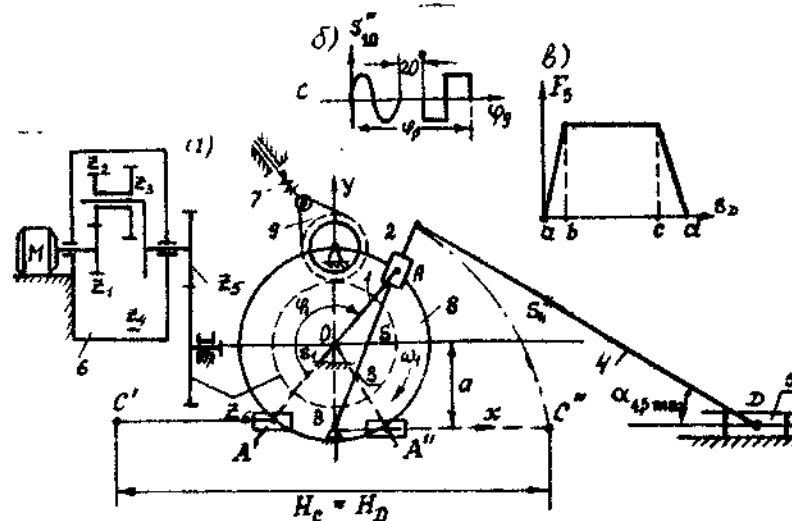


Рис. 142



Наименование величины	Обозначение		Числовые значения значений для вариантов					
	величина	единица	А	Б	В	Г	Д	
—	2	3	4	5	6	7	8	
Амплитуда	$H_D$	мм	0,66	0,68	0,70	0,22	0,74	
Коэффициент изменения средней скорости ползуна	$k_v$	—	1,32	1,38	1,42	1,44	1,41	
Минимальное расстояние	$a$	мм	0,08	0,08	0,10	0,104	0,108	
Максимальный угол давления в паре шатун — ползун	$\beta_{4,5 \max}$	градус	16	17	18	19	20	
Частота вращения кривошипа I	$n_1$	об/мин	0,5	0,6	0,8	0,9	1,0	
Сила сопротивления	$F_{5 \max}$	кН	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	
Давление при вспомогательной ходке	$F_{5 \max}$	кН	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	
Линейная плотность	$\rho_1$	кг/м	34	36	38	40	42	
Коэффициент неравномерности движения механизма	$\delta$	—	1/8	1/10	1/12	1/13	1/14	
Означенная частота вращения электроизгнателя И	$n_{д.и.}$	об/мин	975	955	950	965	975	
Вращающий момент в валу I момент А — для планетарного редуктора и зубчатых колес	$J_{пр. ред.}$	кг·м <sup>2</sup>	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	

Окончание табл. 142

I	2	3	4	5	6	7	8
Координата для силового расчета	$\varphi_1$	градус	30	60	90	120	150
Ход толкателя	$h_1$	мм	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
Допустимый угол давления	$\beta_{доп}$	градус	35	32	30	28	20
Угол рабочего профиля кулачка	$\varphi_p$	градус	170	160	150	140	120
Числа зубьев колес	$z_5$ $z_6$	—	14 20	13 21	14 21	12 22	16 30
Модуль зубчатых колес $z_5$ и $z_6$	$m$	мм	4	5	3	5	6
Число сателлитов планетарной передачи	$k$	—	3	4	3	4	3
Модуль колес редуктора	$m_p$	мм	2,5	3,0	3,5	3,0	3,0
Соотношение фаз на градусах $F_5(S_D)$ (см. рис. 142б)	$ab/H_D$ $cd/H_D$		0,1 0,16	0,09 0,17	0,08 0,18	0,06 0,19	0,04 0,20

# ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов /К.В.Фролов, С.А.Попов, А.К.Мусатов и др.; Под ред. К.В.Фролова. М.: Высш. шк., 1987. 496 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин: Учеб. для вузов, изд. 4-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. пособие для машиностроительных специальностей вузов /Под ред. К.В.Фролова. М.: Высш. шк., 1986. 295 с.
4. ГОСТ 2.105-79. ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.
5. ГОСТ 2.319-81. ЕСКД. Правила выполнения диаграмм.
6. ГОСТ 2.703-68. ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем.
7. ГОСТ 2.770-68. ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики.

## Приложение I

### Указания к проектированию цилиндрической зубчатой передачи и планетарного зубчатого механизма

1. Число зубьев шестерни и колеса в шестеренных насосах выбирать из следующего ряда: 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15.
2. Модуль  $m$  выбрать из ряда 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0 на основе прочностного расчета. При расчете геометрических показателей качества передачи на ЭИМ можно принимать модуль равным 20 или 25 мм с последующим расчетом масштаба размеров.
3. В силовой и кинематических передачах номинальные передаточные числа выбрать из рядов:  
 1-й ряд ... 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12;  
 2-й ряд ... 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7;  
 9; 11.
4. При вписывании передачи в заданное межосевое расстояние выдерживать его по следующему ряду:  
 1-й ряд ... 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800.  
 2-й ряд ... 140, 180, 225, 280, 355, 450, 560, 710.
5. Передаточные числа планетарного редуктора выбирать в зависимости от кинематической схемы по следующему ряду чисел:

Передаточное отношение ...	40 56 50 45 48	35 31 28 25 22 20 18 16	...
Схема редуктора по рис. 2 или рис. 11, 12 ...	[ 2, рис. 6.1в ]	[ 2, рис. 6.1б ]	...
...	53,5 43,8 30 20,8 14,5 36,3 25 17,3		
...	[ 2, рис. 6.1д ]		

Модуль колес планетарного редуктора в тихоходной и быстроходной ступенях принимать на основе прочностного расчета. При последовании кинематических параметров методом графиков линейных скоростей и частот вращения в случае отсутствия входных параметров принимать модуль равным 2 мм, а частоту вращения входного вала - 1000 об/мин.

Некоторые законы движения ведомых звеньев (толкателей) кулачковых механизмов, рабочих органов (захватных устройств) манипуляторов и роботов, суппортов, столов, режущих и вспомогательных инструментов технологического оборудования с программным управлением представлены в таблице.

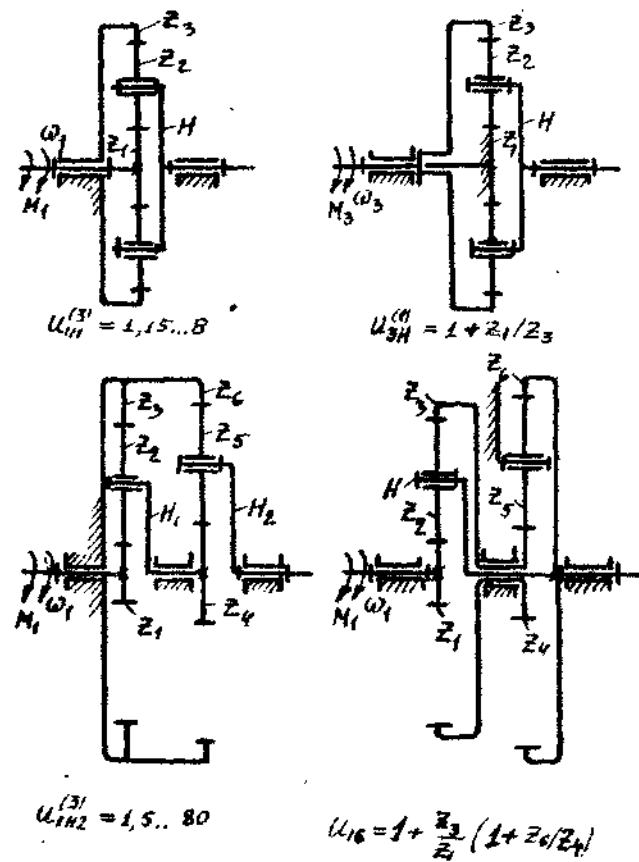


Рис. III

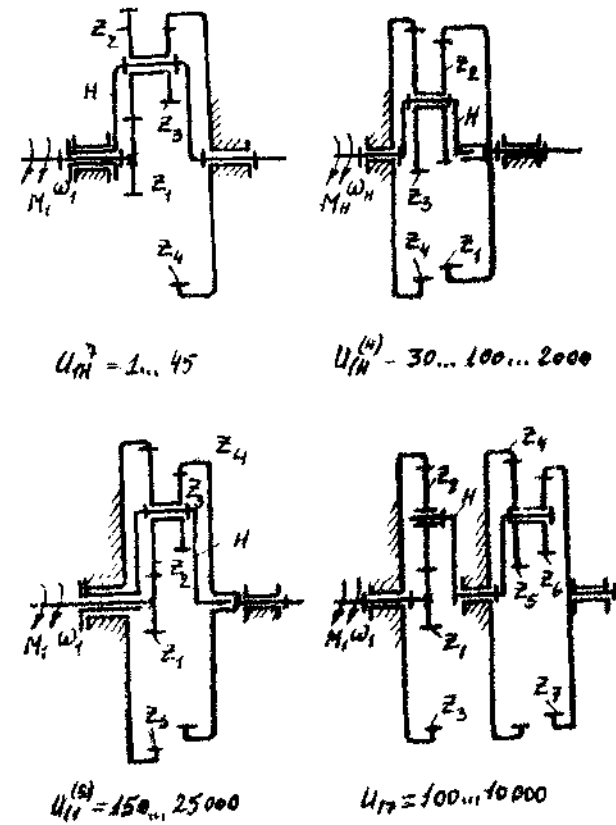
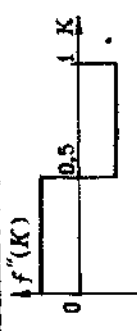
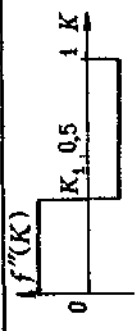
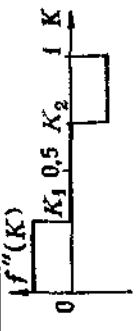

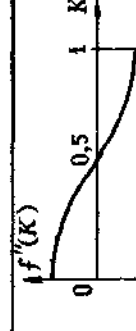
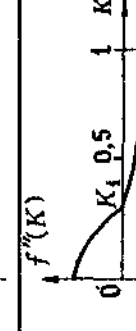
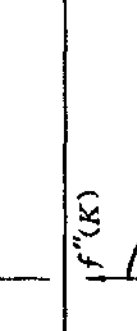



Рис. III

№ варианта задания	Наименование закона	График $f''(K) = \alpha^2 S / \alpha K^2$ исполняемой точки на фазе удаления в функции времени $K = t/t_y$ , $0 \leq K \leq 1$	Аналитические выражения для коэффициентов ускорения на заданных интервалах	
			Интервал	Функция $f''(K)$
I	2	3	4	5
I	Прямоугольный симметричный		0 ... 0,5 0,5 ... 1,0	$f''(K) = 4$ $f''(K) = -4$
2	Прямоугольный несимметричный		0 ... K1 K1 ... 1,0	$f''(K) = 2/K_1$ $f''(K) = -2/(1-K_1)$
3	Прямоугольный симметричный с нулевым участком		0 ... K1 K1 ... K2 K2 ... 1,0	$f''(K) = 1/K_1(1-K_1) = f''(0)$ $f''(K) = 0$ $f''(K) = -f''(0)$
4	Прямоугольный несимметричный с нулевым участком		0 ... K1 K1 ... K2 K2 ... 1	$f''(K) = 2/K_1(1-K_1+K_2)$ $f''(K) = 0$ $f''(K) = \frac{-2}{(1-K_2)(1-K_1+K_2)}$

I	2	3	4	5
5	Коснусоподобный симметричный		0 0 ... 1	$f''(0) \approx 4,93$ $f''(K) = 0,5\pi^2 \cos \pi K$
6	Коснусоподобный несимметричный		0 0 ... K1 K1 ... 1,0	$f''(0) = \pi^2/4K_1 \approx 2,46/K_1$ $f''(K) = \frac{\pi^2}{4K_1} \cos\left(\frac{\pi}{2K_1}K\right)$ $f''(K) = -\frac{\pi^2}{4(1-K_1)} \cos \frac{\pi(1-K)}{2(1-K_1)}$
7	Коснусоподобный с нулевым участком		0 0 ... K1 K1 ... K2 K2 ... 1	$f''(0) = \frac{\pi^2}{2K_1(4K_1 - 2\pi K_1 + \pi)}$ $f''(K) = f''(0) \cos \frac{\pi K}{2K_1}$ $f''(K) = 0$ $f''(K) = f''(0) \cos \frac{\pi(1-K)}{2(1-K_2)}$
8	Равноудвоенный симметричный		0 0 ... 1,0	$f''(0) = 6$ $f''(K) = 6(1-2K)$ $f''(1) = -6$

1	2	3	4	5
17	Ступенной типа 3-4-5		0 ... 1,0	$f''(K) = 60(K - 3K^2 + 2K^3)$ $f''(K)_{\max} \approx 5,77$
18	Ступенной типа 4-5-6-7		0 ... 1,0	$f''(K) = 420K^2(1 - 4K + 5K^2 - 2K^3)$ $f''(K)_{\max} \approx 7,4$ $f''(K)_{\min} \approx -7,4$
19	Трапецевидный		0 ... $K_1$ $K_1 \dots K_2$ $K_2 \dots 0,5$	$c = 0,5(1 - K_1) + (K_2 - K_1) -$ $- 2K_1(K_2 - K_1) - (K_2 - K_1)^2$ $f''(K) = 3K / cK_1$ $f''(K) = 3/c$ $f''(K) = 3(0,5 - K) / c(0,5 - K_2)$ $f''(K) = \frac{5}{84} [-59 + 1260(1 - K)^2 -$ $- 3402(1 - K)^3 + 3276(1 - K)^{12} -$ $- 1071(1 - K)^{16}]$ $f''(K)_{\max} \approx 10,8$ ; $f''(K)_{\min} \approx -4,9$
20	Ступенной типа 2-6-10-14-18		0 ... 1	$f''(K) = 48K(1 - 2K)$ $f''(K)_{\max} = 6$ $f''(K) = -96(K - 0,5)(1 - K)$ $f''(K)_{\min} = -6$
21	Ступенной типа 3-4		0 ... 0,5 0,5 ... 1,0	

Указания к проектированию кулачкового механизма

1. Выбрать вид механизма (рис. ПЗ): а) с прямолинейно движущимся толкателем; б) с вращающимся коромыслом (качающимся); в) с плоским толкателем; г) с плоским коромыслом (качающимся).

2. Назначить допустимый угол давления  $\beta_{\text{доп}}$  для механизмов, представленных на рис. ПЗа,б, из ряда Ра 20 предпочтительных чисел 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45.

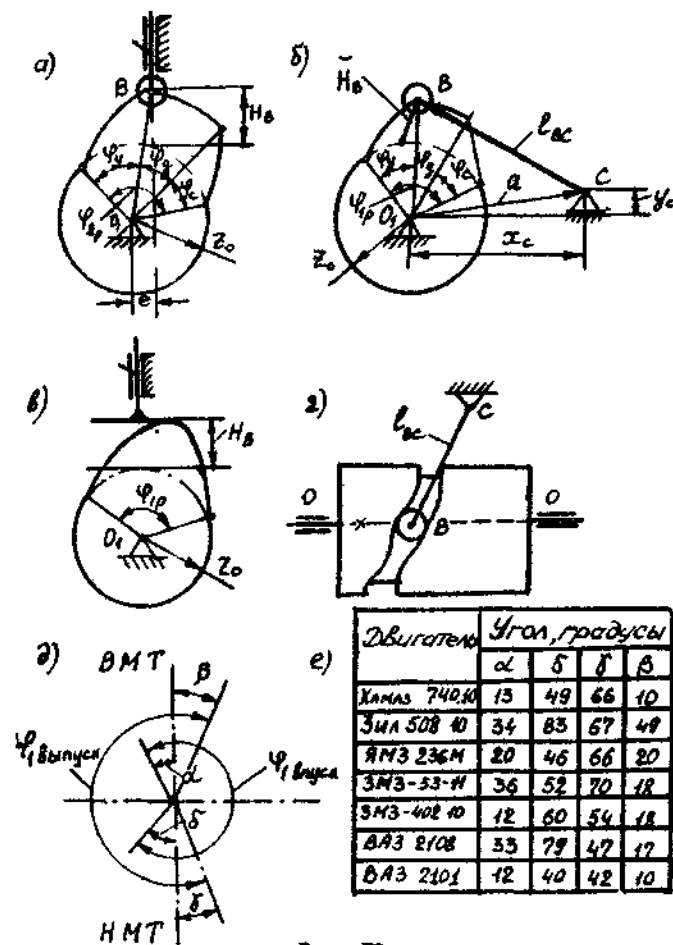


Рис. ПЗ

3. Определить фазовые углы по циклограмме системы механизмов (см. рис. П3е), или в соответствии со следующими рядами чисел:

удаления $\varphi_y$ .....	90	100	110	125	140	140
дальнего стояния $\varphi_d$ ...	70	80	90	100	110	120
оближения $\varphi_c$ .....	70	20	10	10	10	20

4. Назначить ход толкателя  $h$  (в мм) для механизмов (см. рис. П3а, в) из ряда Ra 10 предпочтительных чисел 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80.

5. Для механизмов (см. рис. П3б, г) выбрать угловой ход коромысла  $\beta_k$  (в градусах) из ряда чисел 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40.

6. Выбрать длину коромысла (в мм) из ряда чисел 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250.

7. Определить закон движения выходного звена в безразмерных координатах  $f''(K)$  при  $K = 0 \dots 1$  (рис. П4).

8. Конструктивные ограничения (см. рис. П27.9):

а) минимальный радиус кулачка на фазе ближнего стояния должен быть не менее размера диаметра кулачкового вала ( $r_d \geq r_b$ );

б) заданное смещение оси толкателя  $e$  относительно оси кулачка;

в) заданное расстояние  $\alpha$  между осями кулачка и коромысла.

9. Динамическими ограничениями являются:

предельное значение силы инерции толкателя и момента сил инерции коромысла;

отсутствие отрыва толкателя при контакте с кулачком при статическом замыкании пружиной или весом.

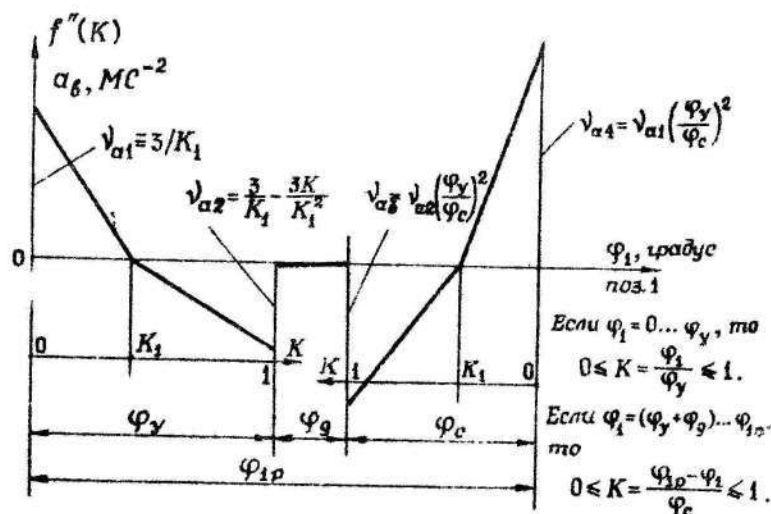


Рис. П4

# СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
Задание ОПМИ-127. Проектирование и исследование механизмов поршневой компрессорной машины .....	4
Задание ОПМИ-128. Проектирование, исследование и конструирование механизмов системы управления крылом ЛА изменяемой геометрии .....	18
Задание ОПМИ-129. Проектирование и исследование механизмов электромеханического сбалансированного манипулятора .....	24
Задание ОПМИ-130. Проектирование и исследование механизмов роторно-поршневого насоса с объемной подачей жидкости ....	34
Задание ОПМИ-131. Проектирование и исследование механизмов насоса с электроприводом для перекачки вязких жидкостей	40
Задание ОПМИ-132. Проектирование и исследование механизмов привода антенны .....	43
Задание ОПМИ-133. Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка .....	48
Задание ОПМИ-134. Стенд для испытаний шарикопиттовых пар на ресурс .....	54
Задание ОПМИ-135. Проектирование, исследование и конструирование механизмов ковочного манипулятора .....	61
Задание ОПМИ-136. Проектирование и исследование механизмов двухступенчатого компрессора двойного действия .....	67
Задание ОПМИ-137. Проектирование и исследование механизмов питателя с двойной качающейся кулисой и электроприводом	72
Задание ОПМИ-138. Проектирование механизмов, расчет параметров кинематических и динамических характеристик, разработка установки и конструкции для укладки снега на трассах и угодьях с помощью компрессорной машины .....	77
Задание ОПМИ-139. Проектирование и исследование механизмов инерционного транспортера .....	84
Задание ОПМИ-140. Проектирование и исследование механизмов индикаторного конвейера .....	84
Задание ОПМИ-141. Проектирование и исследование механизмов питателей для штучных заготовок станка-автомата .....	89
Задание ОПМИ-142. Проектирование и исследование механизмов кулисно-рычажного толкателя .....	89
Литература .....	96
Приложения .....	97